

Федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение  
высшего образования  
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт  
Кафедра «Электрические станции и электроэнергетические системы»

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

И. В. Коваленко

  
подпись


« 5 » 06 2017 г.

**БАКАЛАВАРСКАЯ РАБОТА**

13.03.02.05 – Электроэнергетические системы и сети

Разработка прибора анализа вибраций подвижных частей  
электрических машин

Руководитель

  
подпись, дата

ст. преподаватель, каф. ЭСиЭЭС

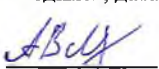
А. В. Малеев

Выпускник

  
подпись, дата

А. О. Полозов

Нормоконтролер

  
подпись, дата

А. В. Малеев

Красноярск 2017

Федеральное государственное автономное  
образовательное учреждение  
высшего образования  
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт  
Кафедра «Электрические станции и электроэнергетические системы»

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

 И. В. Коваленко  
подпись

« 15 » 12 2016 г.

**ЗАДАНИЕ**  
**НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ**  
**в форме бакалаврской работы**

Студенту Полозову Андрею Олеговичу

Группа ФЭ13-04Б, направление подготовки 13.03.02 «Электроэнергетика и электротехника», профиль 13.03.02.05 «Электроэнергетические системы и сети».

Тема выпускной квалификационной работы «Разработка прибора анализа вибраций подвижных частей электрических машин».

Утверждена приказом по университету № 17238/с от 16.12.2016 г.

Руководитель ВКР А. В. Малеев, старший преподаватель кафедры «ЭСиЭЭС», ПИ СФУ.

Исходные данные для ВКР: методические данные руководителя.

Перечень разделов ВКР: введение, обзор основных сведений о вибродиагностике, контроль вибрации и нормы на вибрацию, датчики и приборы для измерения и контроля уровня вибрации, разработка прибора для измерения и анализа вибраций, заключение.


Перечень графического материала: рисунки и графики с основными сведениями о вибрации и вибродиагностике, структурная схема прибора, общий вид датчика и вибростенда, интерфейс программы на базе MATLAB, амплитудно-частотные характеристики.

Руководитель ВКР

  
подпись

А. В. Малеев

Задание принял к исполнению

  
подпись

А. О. Полозов

« 16 » декабря 2016 г.

## РЕФЕРАТ

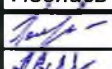
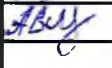


Выпускная квалификационная работа по теме «Разработка прибора анализа вибраций подвижных частей электрических машин» содержит 70 страниц текстового документа, 26 иллюстраций, 26 использованных источника.

В настоящее время широкое применение получил один из методов диагностики — вибрационная диагностика. Вибрация в той или иной мере генерируется всеми подвижными частями машин. Возникающие в процессе функционирования машин и оборудования вибрационные процессы высокоинформативные, достаточно полно отражают техническое состояние многих деталей и узлов. Поэтому создание прибора анализа вибраций при помощи минимальных знаний и компьютерной среды Matlab, что существенно удешевляет конструкцию прибора, является актуальной темой на сегодняшний день.

В результате выполнения данной работы был разработан, отлажен и настроен переносной прибор для измерения и анализа параметров вибраций и вибростенд для калибровки датчика.

Цель работы:

- а) исследование проблемы, обзор существующих методов вибродиагностики и промышленных виброанализаторов;
- б) разработка прибора анализа вибраций и вибростенда для поверки и калибровки вибродатчиков;
- с) создание программного обеспечения на базе среды Matlab для работы прибора.

					<i>ВКР — 13.03.02.05 — ПЗ</i>		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.		А.О. Полозов			Разработка прибора анализа вибраций подвижных частей электрических машин	Лит.	Лист
Провер.		А.В. Малеев					
Реценз.							70
Н. Контр.		А.В. Малеев				ФГАОУ ВО "СФУ" ПИ Кафедра "ЭСиЭЭС"	
Утверд.		И.В. Коваленко					

## Содержание

Введение.....	4
1 Обзор основных сведений о вибродиагностике.....	7
1.1 Теория технической диагностики .....	7
1.2 Назначение и задачи вибродиагностики .....	9
1.3 Основные сведения о вибрации как о колебательном процессе .....	11
1.4 Виды вибраций.....	13
1.4.1 Периодическая вибрация.....	13
1.4.2 Гармоническая вибрация.....	14
1.4.3 Полигармоническая вибрация .....	17
1.5 Источники и причины возникновения повышенных вибраций на подвижных частях электрических машин .....	18
1.5.1 Механический дисбаланс .....	18
1.5.2 Остаточный прогиб ротора .....	19
1.5.3 Погрешности геометрии шеек роторов.....	21
1.5.4 Дефекты муфт.....	21
1.5.5 Расцентровка по муфтам .....	22
1.5.6 Пониженная жёсткость опорной системы.....	24
1.5.7 Трещина в роторе .....	25
1.5.8 Тепловой дисбаланс ротора .....	26
2 Контроль вибрации и нормы на вибрацию .....	29
2.1 Обзор норм и принципов нормирования вибрации вращающихся машин .....	29
2.2 Особенности нормирования вибрации в разных нормативных документах.....	33
2.3 Периодичность контроля вибрации переносными приборами.....	35
2.4 Статистический подход к нормированию вибрации. ....	37
3 Датчики и приборы для измерения и контроля уровня вибрации .....	39
3.1 Диагностические приборы фирмы VAST .....	39

3.1.1 Виброанализатор СД-21 .....	39
3.1.2 Виброанализатор СД-23 .....	41
3.1.3 Диагностическая программа DREAM.....	42
3.2 Диагностические приборы фирмы ДИАМЕХ .....	44
3.2.1 Виброанализатор КВАРЦ (ТОПАЗ-В).....	45
3.2.2 Диагностическая программа ДИАМАНТ-2 .....	47
4 Разработка прибора для измерения и анализа вибраций .....	49
4.1 Структура прибора .....	49
4.2 Датчик вибрации.....	50
4.3 Диагностическая программа на базе MATLAB.....	54
4.3.1 Структура и интерфейс диагностической программы .....	56
4.4 Вибростенд для поверки и калибровки датчиков вибрации .....	60
4.5 Результаты замеров .....	63
Заключение .....	67
Список использованных источников .....	68

## Введение

Любое электрооборудование подвержено в процессе эксплуатации различным воздействиям, приводящим к неисправностям и отказам, поэтому эффективность эксплуатации электрических машин и механизмов определяется совершенством систем технического обслуживания и ремонта. Существующая в настоящее время система технического обслуживания хотя и обеспечивает в целом поддержание машин в исправном состоянии, но является недостаточно совершенной. Это влечет за собой появление внезапных отказов, приводящих к нарушениям технологических процессов, увеличению затрат на восстановление и ремонт, авариям, которые могут привести к существенному экономическому и экологическому ущербу и ряду других негативных явлений. В последнее время данная проблема для нашей страны становится все более актуальной, так как старение оборудования во многих отраслях промышленности значительно опережает темпы технического перевооружения.

В связи с этим, в настоящее время особое внимание уделяется совершенствованию системы технического обслуживания и ремонта электрических машин и оборудования. Наиболее перспективным является обслуживание по фактическому состоянию (ОФС), которое позволяет минимизировать ремонтные работы и увеличить на 25-40% межремонтный ресурс по сравнению с планово-профилактическим методом обслуживания. ОФС базируется на получении объективной и достоверной информации о техническом состоянии электрооборудования во время его эксплуатации без остановки и разборки. Поэтому в последние десятилетия, как за рубежом, так и в нашей стране интенсивно развивается техническая диагностика.

В настоящее время широкое применение получил один из методов диагностики — вибрационная диагностика [1, 2, 6, 9]. Вибрация в той или иной мере генерируется всеми подвижными частями машин. Возникающие в про-

цессе функционирования машин и оборудования вибрационные процессы высокоинформативные, достаточно полно отражают техническое состояние многих деталей и узлов. В нашей стране это направление особенно интенсивно развивается в газовой, нефтеперерабатывающей и нефтехимической промышленности, в энергетике и на железнодорожном транспорте. Ведущие организации этой отрасли, такие как: фирма VAST, фирма «Диамех», ОАО «Газпром», «Оргтехдиагностика», ВНИИПИнефть, Интертехдиагностика — наиболее активно занимаются разработкой и внедрением современных методов обслуживания оборудования, включая обслуживание по техническому (фактическому) состоянию.

Вибрационная диагностика, позволяет идентифицировать не только дефектный узел оборудования, но и сам дефект. Применение систем вибродиагностики позволяет определять дефект еще на стадии зарождения, исключая тем самым аварийные остановки машинного оборудования. Системы вибродиагностики — наиболее эффективное средство снижения затрат при переходе на техническое обслуживание по фактическому состоянию. При этом экономия средств, в среднем по статистическим данным развитых стран мира составляет около трети затрат на ремонт и обслуживание. И это без учета такого важного фактора, как снижение вероятности крупных аварий с тяжелыми последствиями для окружающей среды. Внедрение в производство современной вычислительной техники позволяет обрабатывать большие объемы данных измерений, что значительно способствует разработке эффективных математических и программных средств диагностики МО на основе данных вибрационных измерений.

Существующее в настоящее время программное обеспечение, для вибродиагностики, развивается по двум направлениям. Первое — простые системы накопления и просмотра виброизмерений. При использовании таких систем, функции диагностики должен выполнять сам вибродиагност. Второе,



представленное в основном зарубежными разработками, представляет собой закрытые системы высокой стоимости.

Таким образом, целью данной ВКР является создание прибора анализа вибраций, который по техническим характеристикам не будет отличаться от промышленных и зарубежных приборов, и будет стоить в десятки, сотни раз дешевле. Прибор состоит из датчика для измерения вибрации, принцип действия которого основан на использовании прямого пьезоэлектрического эффекта. Выходной сигнал датчика поступает на персональный компьютер или любые другие устройства с операционной системой Windows, где с помощью диагностической программы на базе Matlab проводится спектральный анализ сигнала измеренной вибрации.

					<i>ВКР — 13.03.02.05 — ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		6

# 1 Обзор основных сведений о вибродиагностике

## 1.1 Теория технической диагностики

Техническая диагностика — наука о распознавании технического состояния объекта, включающая широкий круг проблем, связанных с получением и обработкой диагностической информации [4].

Распознавание технического состояния — отнесение этого состояния к одному из классов (диагнозов). В большинстве задач диагнозы определены заранее, и задача распознавания является задачей классификации. В простейшем случае все состояния объекта делят на два класса: «исправное состояние» и «неисправное состояние». Иногда говорят также о других состояниях объекта: «работоспособное состояние», «состояние правильного функционирования» [13]. Отметим, однако, что эта конкретизация не единственная и не обязательная: чаще всего с каждым диагнозом связывают появление определенного дефекта.

Техническая диагностика преимущественно использует весьма ограниченную информацию, она производится обычно в процессе эксплуатации и не предусматривает разборку машины, ее часто называют безразборной диагностикой.

При решении диагностической задачи имеется существенный риск допустить две ошибки, первая из которых состоит в ложной тревоге, а вторая — в пропуске цели (дефекта). Соотношение между этими ошибками таково, что, пытаясь застраховаться от одной, мы неизбежно повышаем риск допустить другую. Цена каждой из этих ошибок должна быть соответственно учтена при принятии решения. Для принятия правильного решения с учетом этого обстоятельства рекомендуют применять теорию статистических решений. Диагностические алгоритмы, или алгоритмы распознавания, представляют собой последовательность действий в процессе диагностирования. Алгоритмы распознавания в частности используют диагностические модели и модели отказов.

Диагностические модели устанавливают связь между состояниями системы и их отображениями в пространстве диагностических параметров.

Модели отказов, изучаемые теорией надежности, позволяют заблаговременно предсказывать время возможного отказа. Помимо теории распознавания в технической диагностике также используется теория контролеспособности. Контролеспособность — свойство объекта обеспечивать достоверную оценку его технического состояния и своевременное обнаружение неисправностей, она определяется конструкцией объекта и используемыми контрольно-измерительными и диагностическими средствами. Теория контролеспособности занимается задачами проектирования систем контроля и диагностики, их оптимизацией (минимизацией) и разработкой алгоритмов поиска неисправностей, способов диагностического тестирования.

Таким образом, теория распознавания и теория контролеспособности составляют двуединую теорию технической диагностики. К решению задачи распознавания существует два основных подхода: вероятностный и детерминистский. Вероятностный метод использует статистические связи между состоянием объекта и диагностическими параметрами, в результате реализации некоторого алгоритма при этом находится наиболее вероятный диагноз и по возможности определяется степень его достоверности. Детерминистский метод устанавливает связь состояния объекта с координатами в пространстве диагностических параметров на основе изученных закономерностей, в частности с использованием теории колебаний. Принципиально система технической диагностики (вибродиагностики) может функционировать без вмешательства в режим работы машины только на основании измерений диагностических параметров при нормальной эксплуатации агрегата. Такая система называется пассивной. Если система может при необходимости инициировать режимы диагностического тестирования (испытаний) с целью уточнения либо получения диагноза, то она становится активной. Изменения режимов при этом могут осуществляться автоматически через систему автоматического управления

машиной либо путем выдачи соответствующих инструкций (сообщений) эксплуатационному персоналу или эксперту.

В качестве одного из важнейших элементов системы технической диагностики теория рассматривает коллектив специалистов (экспертов), который, в конечном счете, и принимает решения на основе рассмотрения результатов функционирования контрольно-диагностических систем.

В заключении необходимо сделать одно важное замечание: все статистические методы требуют репрезентативного статистического материала в виде известных вероятностей рассматриваемых событий. За редким исключением таких данных нет, это относится, прежде всего, к крупным энергетическим агрегатам. Кроме того, при достаточно достоверном обнаружении статистическими методами склонности машины к определенным отказам в ее конструкцию вносятся изменения, которые перечеркивают всю накопленную статистику.

В распоряжении специалистов, разрабатывающих и использующих системы вибродиагностики, имеются главным образом некоторые известные детерминированные диагностические алгоритмы и, что важнее всего, их знания и опыт, в применении которых чаще всего неформально и в неявной форме сочетаются вероятностные и детерминистские методы. Описание систем вибродиагностики в данной книге как раз и основывается на этих источниках.

## 1.2 Назначение и задачи вибродиагностики

Методы вибродиагностики направлены на обнаружение и идентификацию таких неисправностей агрегата, которые оказывают влияние на его вибрацию: дефектов роторов, опорной системы и узлов статора, испытывающих либо генерирующих динамические нагрузки [9].

Целями вибродиагностики являются:

- а) предупреждение развития дефектов агрегата и сокращение затрат на его восстановление;
- б) определение оптимальной технологии восстановления работоспособности агрегата, если возникший дефект исключает возможность его нормальной эксплуатации.

Основной задачей вибродиагностики является разделение множества возможных технических состояний агрегата на два подмножества: исправных и неисправных. Следующей задачей является постановка диагноза, состоящего в определении характера и локализации одного или группы дефектов, соответствующих вибрационному состоянию агрегата. Одной из задач вибродиагностики является возможное обнаружение дефекта на ранней стадии и прогнозирование его развития во времени. На основании диагноза определяется оптимальный режим эксплуатации агрегата в условиях возникшей неисправности и технология устранения дефекта и восстановления работоспособности агрегата. Чем надежней и конкретней диагноз, тем ниже затраты, связанные с восстановлением агрегата.

Наиболее распространена технология диагностирования, предусматривающая определение неисправного состояния агрегата по данным штатных контрольных измерений вибрации с последующим определением характера неисправности по данным специальных виброизмерений и диагностического тестирования (вибрационных исследований). При специальных виброизмерениях производится гармонический анализ вибрационных сигналов, определяются амплитуды и фазы оборотной и двойной оборотной вибрации. Вибрационные измерения производятся на разных целесообразным образом осуществляемых режимах агрегата, при выбеге и развороте агрегата. Самыми совершенными средствами вибродиагностики являются автоматические и автоматизированные системы. В таких системах на основе компьютерных технологий

наилучшим образом осуществляется обработка необходимой информации и реализуются известные алгоритмы диагностирования.

### 1.3 Основные сведения о вибрации как о колебательном процессе

Вибрация — колебания тела и отдельных его частей относительно нейтрального положения. Понятие вибрация в полной мере объединяет используемые в обиходе понятия дрожание, стук, тряска, дребезжание и другие. Это в определенной мере иллюстрирует многообразие вибрационных процессов [4].

Характер и масштабы изменения вибрации во времени для каждого случая индивидуальны, конкретный вибрационный процесс содержит большой объем важнейшей информации, использование которой позволяет диагностировать техническое состояние механизмов и машин и рационально устранять многие дефекты. Вибрация происходит под действием сил возбуждения, имеющих разные причины. В роторных машинах силы возбуждения связаны, прежде всего, с процессом вращения валов. Объектами вибрационных измерений и исследований являются, прежде всего, корпуса подшипников, а также валы. В то же время по разным причинам любой элемент машины может стать таким объектом.

Реальный вибрационный процесс слишком сложен для того, чтобы все его детали и подробности могли быть предметом контроля и изучения в процессе эксплуатации машины. Целесообразные ограничения информации по вибрации обычно сводятся к тому, что регламентируют объекты и точки контроля вибрации. Так, для большинства случаев вибрацию контролируют на опорах машины в трех ортогональных направлениях: в вертикальном, горизонтально-поперечном и осевом.

Вибрация может характеризоваться несколькими колебательными величинами:

- а) мгновенное значение координаты положения точки при механической вибрации называют виброперемещением и обозначают  $s(t)$ ;
- б) первую производную перемещения по времени называют виброскоростью:

$$v = \frac{ds(t)}{dt}, \quad (1)$$

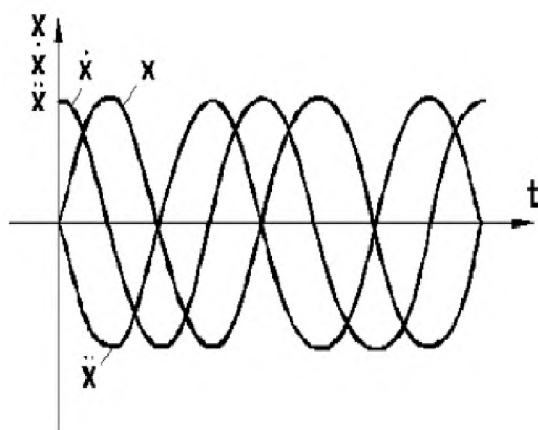
- с) вторую производную виброперемещения по времени называют виброускорением:

$$a = \frac{d^2s(t)}{dt^2}, \quad (2)$$

- д) третью производную от виброперемещения по времени называют резкостью:

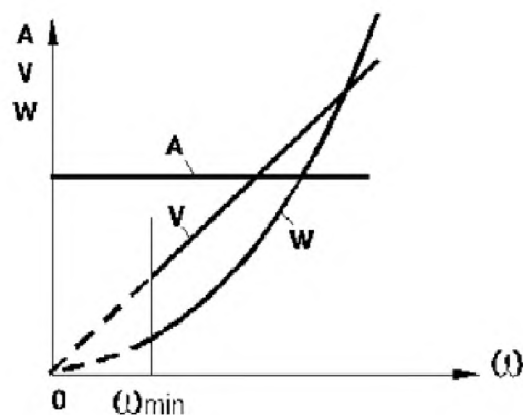
$$r = \frac{d^3s(t)}{dt^3}, \quad (3)$$

Рисунок 1 иллюстрирует соотношение между параметрами гармонической вибрации.



а)

а) зависимость мгновенных значений от времени



б)

б) зависимость амплитуды от частоты

Рисунок 1 — Соотношение между виброперемещением, виброскоростью и виброускорением

## 1.4 Виды вибраций

### 1.4.1 Периодическая вибрация

Периодической вибрацией называют колебательный процесс, в котором значение колебательной величины повторяется через одинаковые промежутки времени  $T$  в той же последовательности. В этом случае справедливо соотношение:

$$x(t) = x(t + iT), \quad (4)$$

где  $i = \dots -2, -1, 0, +1, +2 \dots$ ;

$T$  — период колебаний.



Величина, обратная периоду колебаний, называется числом колебаний в единицу времени (обычно в секунду) или частотой колебаний:

$$f = 1/T, \quad (5)$$

Если частота колебаний очень высока, то пользуются более крупными единицами: килогерц (кГц) =  $10^3$  Гц, мегагерц (МГц) =  $10^6$  Гц.

Число полных угловых колебаний за  $2\pi$  единиц времени называется угловой частотой (рад/с):

$$\omega = \frac{2\pi}{T} = 2\pi f = 0,1047n, \quad (6)$$

где  $n$  — число колебаний (оборотов) в минуту.

Непрерывная последовательность, выражающая совокупность всех частот на промежутке от нижней граничной частоты  $f_n$  до верхней граничной частоты  $f_v$  называется частотным диапазоном.

Ширина полосы частот, для которой  $f_v = 2f_n$ , называется октавой. Диапазон имеет ширину  $k$  октав, если  $f_v = 2^k f_n$ . В акустике такое дробление осуществляется через  $k = 1/12; 2/12; \dots; 11/12$ . Интервал, для которого  $k = 6/12 = 1/2$ , считается полуоктавой, а для которого  $k = 4/12 = 1/3$ , третьоктавой.

#### 1.4.2 Гармоническая вибрация

Периодическая вибрация с одной частотой называется гармонической. Мгновенное значение гармонической вибрации может быть получено как проекция на одну из осей прямоугольной системы координат вектора длины  $s_0$ , вращающегося против часовой стрелки в плоскости координат с угловой скоростью  $\omega$ , равной угловой частоте получающегося колебательного движения.

Фазовым углом  $\omega t + \varphi$  является угол, образованный направлением вектора в данный момент с осью абсциссы. Это справедливо и для начальной фа-

зы колебания  $\varphi$ . Графическое изображение этого представления называется векторной диаграммой, которая показана на рисунке 2. Такое изображение является наглядным и упрощает понимание процесса.

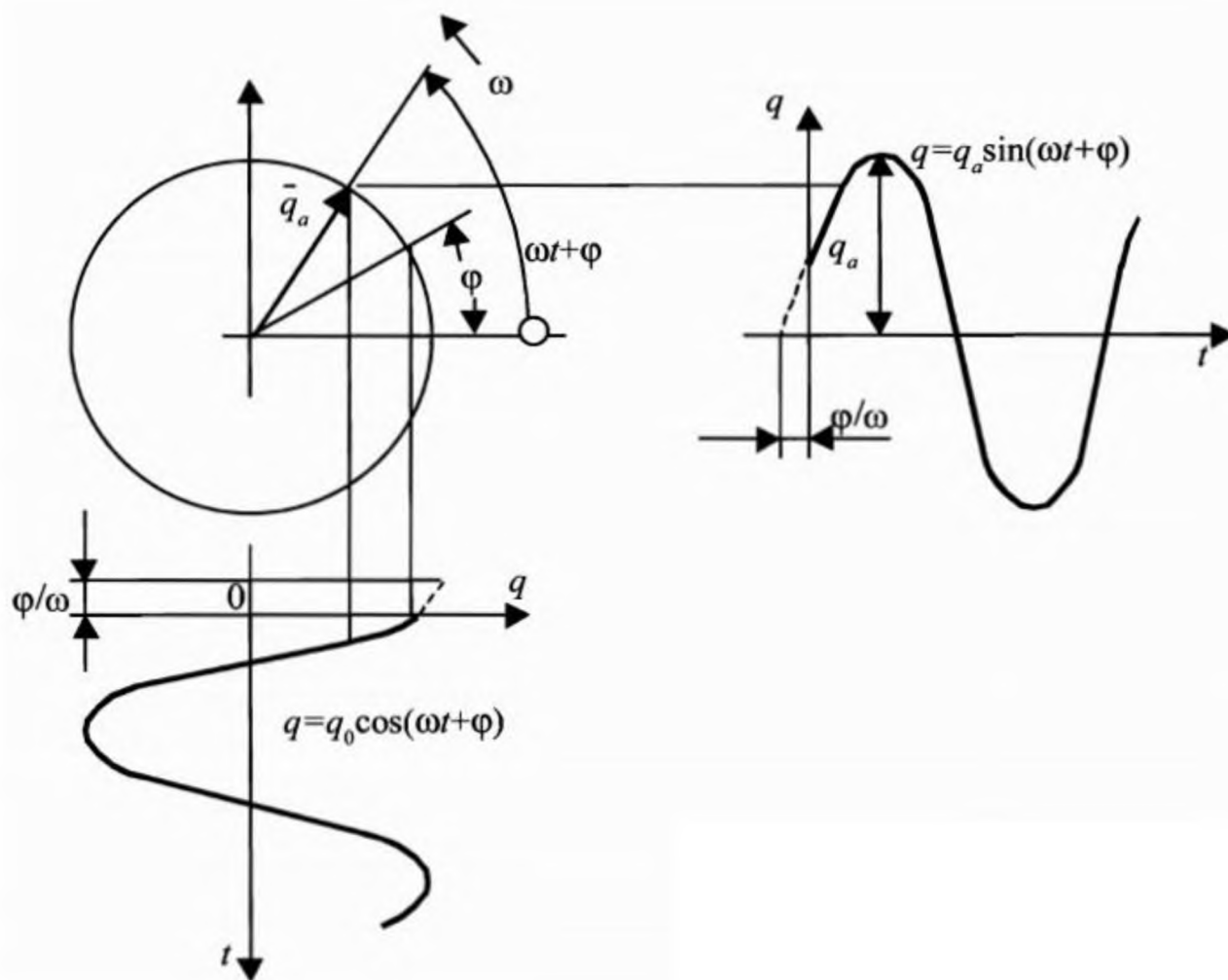


Рисунок 2 — Гармонические колебания в виде проекций вращающегося вектора

Как уже говорилось, вибрация, в том числе и гармоническая, описывается одновременно тремя колебательными величинами: виброперемещением  $s$ , виброскоростью  $v$  и виброускорением  $a$ . Эти колебательные величины для гармонических колебаний связаны между собой формулами:

$$s = s_0 \sin(\omega t + \varphi), \quad (7)$$

Или

$$s = s_0 \cos(\omega t + \varphi), \quad (8)$$

где  $\omega t + \varphi$  — фаза гармонических колебаний;

$\varphi$  — начальная фаза колебаний;

$s_0, \omega, \varphi$  — параметры гармонической вибрации, описывающие её значение в любой временной точке.

$$v = \omega s_0 \cos(\omega t + \varphi) = v_0 \cos(\omega t + \varphi), \quad (9)$$

$$v = -\omega s_0 \sin(\omega t + \varphi) = -v_0 \sin(\omega t + \varphi), \quad (10)$$

$$a = -\omega^2 s_0 \cos(\omega t + \varphi) = -a_0 \cos(\omega t + \varphi) = -\omega^2 s, \quad (11)$$

$$a = -\omega^2 s_0 \sin(\omega t + \varphi) = -a_0 \sin(\omega t + \varphi) = -\omega^2 s, \quad (12)$$

О скорости гармонического колебания говорят, что изображающий её вектор опережает вектор смещения на  $\pi/2$  и отстаёт от вектора ускорения на  $\pi/2$ . Виброускорение и виброперемещение находятся в противофазе.

Амплитуды виброперемещения  $s_0$ , виброскорости  $v_0$  и виброускорения  $a_0$  гармонической вибрации связаны между собой соотношениями:

$$v_0 = \omega s_0 = 2\pi f s_0, \quad (13)$$

$$a_0 = \omega^2 s_0 = (2\pi f)^2 s_0, \quad (14)$$

Два гармонических колебания одинаковой частоты называются синхронными. Для таких колебаний разность начальных фазовых углов называется сдвигом фаз. Если этот сдвиг фаз равен нулю, то гармонические колебания называются синфазными, если же равен  $\pi$ , то противофазными. Сопоставлять фазы гармонических колебаний имеет смысл только для синхронных — имеющих одинаковую частоту гармонических колебаний.

### 1.4.3 Полигармоническая вибрация

Вибрация со многими частотами называется полигармонической. Она имеет место при воздействии на одну и ту же систему различных независимых гармонических колебаний в общем случае с различными амплитудами и начальными фазовыми углами. Для описания полигармонического процесса по заданным гармоническим составляющим нужно произвести сложение колебаний [20]. Сложение гармонических составляющих вибрации, происходящих по одному направлению, называют скалярными.

На форму полигармонической вибрации большое влияние оказывает сдвиг начальных фаз между гармониками, вследствие чего процесс, содержащий гармоники:  $a_1 \sin(\omega t + \varphi_1)$ ,  $a_2 \sin(2\omega t + \varphi_2)$ ,  $a_3 \sin(3\omega t + \varphi_3)$  ..., при неизменных значениях амплитуд и частот гармоник при изменении начальных фазовых углов, существенно меняет свою форму.

При сложении колебаний с различными частотами можно отметить несколько характерных случаев:

- а) частоты слагаемых колебаний соотносятся как небольшие целые числа. В этом случае суммарное колебание имеет периодический характер, причём период является наименьшим кратным из периодов слагаемых колебаний, а формы весьма разнообразны;
- б) частота одного из слагаемых колебаний значительно превышает другую. В зависимости от того, амплитуда какого слагаемого колебаний (низкочастотного или высокочастотного колебания) превалирует, форма колебаний близка либо к высокочастотным, либо к низкочастотным колебаниям;
- с) частота одного из слагаемых колебаний незначительно отличается от другого. В этом случае возникают биения — почти гармонические колебания, амплитуда которых является функцией времени с периодом,

существенно большим периода основного, несущего колебательного процесса.

Гармонический анализ периодической (полигармонической) вибрации — это её представление в виде суммы гармонических колебаний, при котором периодические колебания представлены в виде ряда Фурье, а непериодические — интеграла Фурье. Совокупность амплитуд гармонических составляющих периодических колебаний называется амплитудным спектром колебаний, совокупность начальных фазовых углов гармонических составляющих — фазовым спектром колебания. Спектр колебаний, изображенный на рисунке 3, называется спектральной диаграммой;

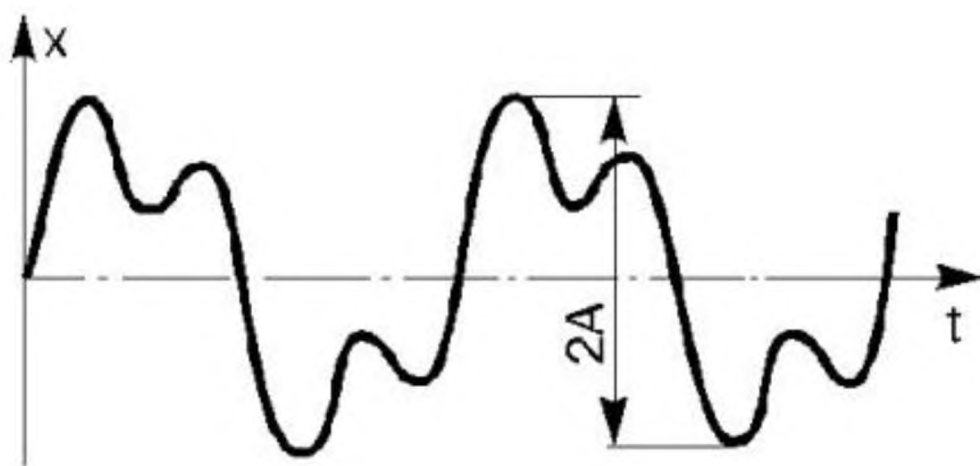


Рисунок 3 — Развёртка полигармонической вибрации

## 1.5 Источники и причины возникновения повышенных вибраций на подвижных частях электрических машин

### 1.5.1 Механический дисбаланс

Наиболее распространенным источником повышенной вибрации является механический дисбаланс роторов [3]. Дисбаланс неизбежно возникает при изготовлении, ремонте и эксплуатации роторов. Деталь, обладающая конструктивной симметрией, может иметь дисбаланс из-за неоднородности мате-

риала и технологических отклонений от осевой симметрии. Паза на роторах генераторов и других электрических машин могут иметь некоторое отклонение по глубине и ширине. Элементы обмотки роторов электрических машин, рабочие лопатки и лопасти рабочих колес и другие насадные детали роторов машин и механизмов несколько отличаются друг от друга по массе и форме. Профилактический учет этих отличий не вполне компенсирует их влияние на дисбаланс роторов. При насадке не ротор деталей с натягом, в особенности имеющих большие размеры, появляется дисбаланс, вызванный искривлением оси вала. При наличии посадочных зазоров дисбаланс возникает вследствие неопределенности положения насадной детали в пределах зазора.

В процессе эксплуатации дисбаланс возникает из-за поломок рабочих лопаток и бандажных связей, отложений солей и эрозийного износа турбинных роторов, из-за уплотнения неметаллических элементов обмотки ротора электрической машины в первый период эксплуатации, из-за релаксации внутренних технологических напряжений, вызывающих прогиб роторов.

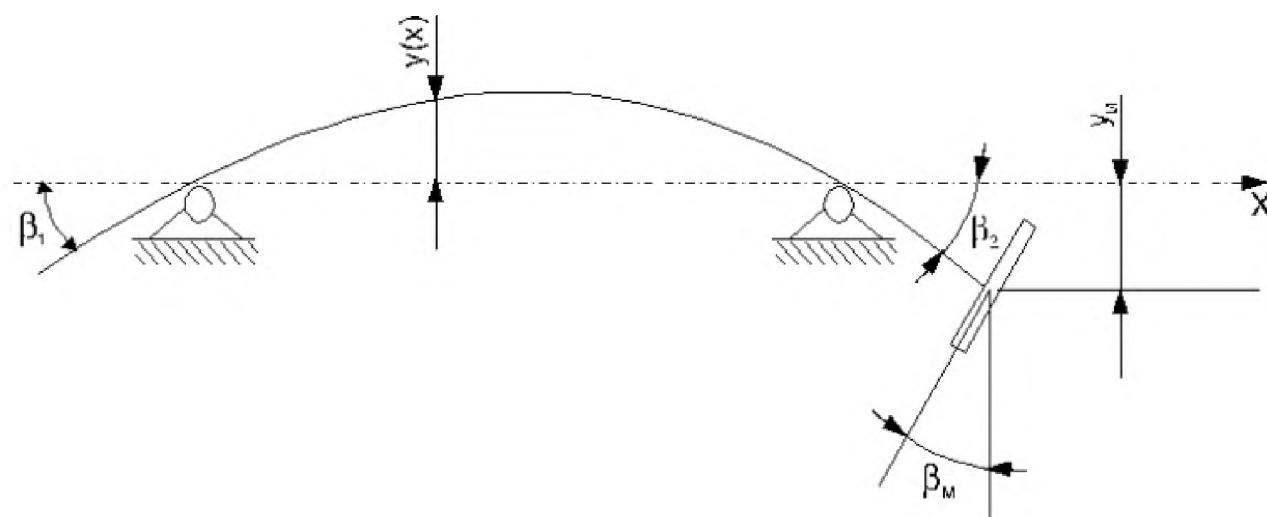
### 1.5.2 Остаточный прогиб ротора

Остаточный прогиб ротора представляет собой искривление его геометрической оси, которое обнаруживается, например, путем индицирования ротора (определения боя ротора в разных сечениях посредством индикатора) при разобранной машине [2]. Остаточный прогиб ротора не зависит от нагрузки и теплового состояния машины в отличие от теплового прогиба. Три основных проявления остаточного прогиба ротора состоят в следующем:

- а) возникновение механического дисбаланса, соответствующего смещению масс ротора относительно оси вращения;
- б) возникновение наклонов осей шеек ротора к оси вращения, вызывающих кинематическое возбуждение опор;

с) смещение муфт как в радиальном, так и в торцевом направлениях, что вызывает возмущающие силы с частотой вращения как на прогнутом роторе, так и на соседних роторах.

На рисунке 4 изображены параметры прогиба ротора:



$y(x)$  — смещение масс

$\beta_1, \beta_2$  — наклоны шеек

$\beta_m$  — торцевой бой муфты

$y_m$  — радиальный бой муфты

Рисунок 4 — Параметры прогиба

Наибольшее влияние на вибрацию оказывает связанный с прогибом дисбаланс. Он проявляется в основном как механический дисбаланс с той особенностью, что для гибких роторов его воздействие на вибрацию при первой критической скорости вращения заметно более сильное, чем на вибрацию при рабочей скорости. Как и механический дисбаланс, дисбаланс от прогиба может быть скомпенсирован балансировкой ротора, во многих случаях этого мероприятия бывает достаточно для компенсации влияния прогиба на вибрацию.

### 1.5.3 Погрешности геометрии шеек роторов

Микронеровности поверхности шеек подшипников скольжения на вибрацию непосредственно не влияют. Их косвенное влияние на вибрацию состоит в том, что они вызывают повышенный износ баббита на вкладышах подшипников и соответствующую деградацию формы расточки вкладыша, которая влияет на вибрацию непосредственно.

Конусность шеек на вибрацию не влияет, однако она предполагает соответствующую конусную форму расточки вкладыша. Из кинематических соображений ясно, что гармонические составляющие вибрации, связанные с микронеровностями шейки, имеют кратность, равную числу граней. Технология изготовления роторов обеспечивает достаточно низкую величину гранности, которая на вибрацию практически не влияет. Существенные неровности могут возникнуть лишь при применении особых способов обработки поверхности шеек, например, при ручном опиливании поврежденной шейки, при этом в разных сечениях по длине шейки могут иметь место разные нарушения геометрии.

Наибольший вклад в вибрацию вносит эллипсность шеек, которая представляет собой разность между максимальным диаметром шейки и диаметром в перпендикулярном направлении. Строго говоря, при наличии других существенных неровностей эллипсность определяется как вторая гармоническая составляющая боя поверхности шейки относительно ее геометрической оси. Эллипсность возбуждает вибрацию с двойной оборотной частотой, что непосредственно объясняется кинематическими соображениями. Заметное влияние на вибрацию возникает обычно при эллипсности более 20 мкм [3].

### 1.5.4 Дефекты муфт

При дефектах муфт, с одной стороны, возникает дисбаланс за счет смещения осей центров масс, с другой стороны, оси поверхностей шеек роторов оказываются смещенными относительно оси вращения. Последнее обстоятель-



ство предполагает круговое движение шеек внутри вкладышей, или кинематическое возбуждение, независимо от устанавливаемых балансировочных грузов, в особенности — при наличии коленчатости [4].

По характеру вызываемой вибрации дефекты сопряжения весьма близки к дисбалансу. При опирании двух роторов на три подшипника коленчатость эквивалентна дисбалансу ротора, не имеющего второй опоры: дисбаланс соответствует смещению оси этого ротора на величину коленчатости. Для этого случая коленчатость в обычном понимании не существует. При наличии у двух соединяемых роторов четырех опор коленчатость чаще всего приводит к противофазной вибрации соседних с муфтой подшипников. Дефекты сопряжения четырехопорной системы двух роторов обычно не приводят к такому существенному росту вибрации на первой критической частоте вращения как прогиб ротора. Некоторые дефекты сопряжения муфт, показаны на рисунке 5.

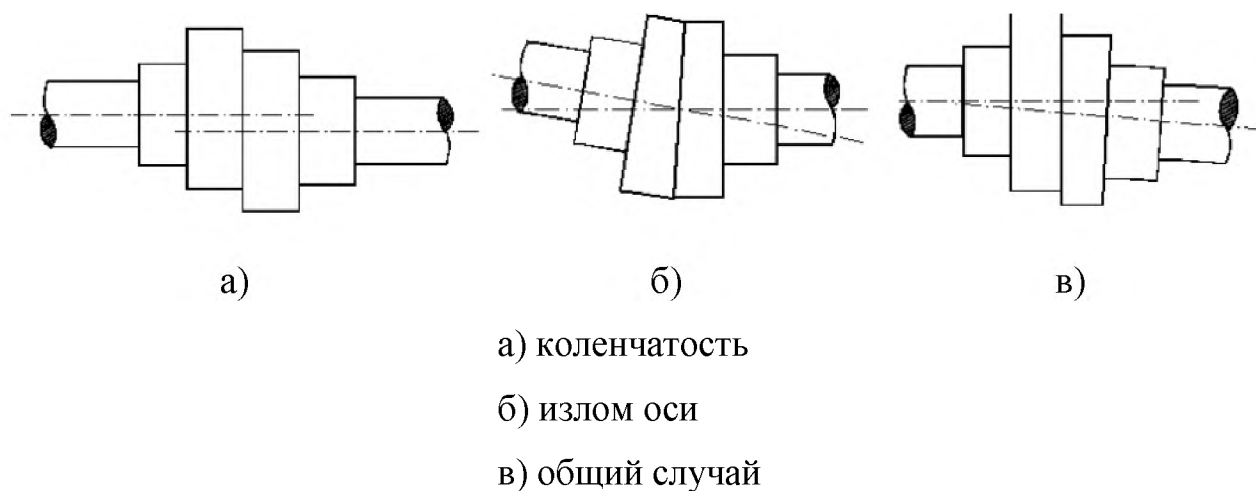


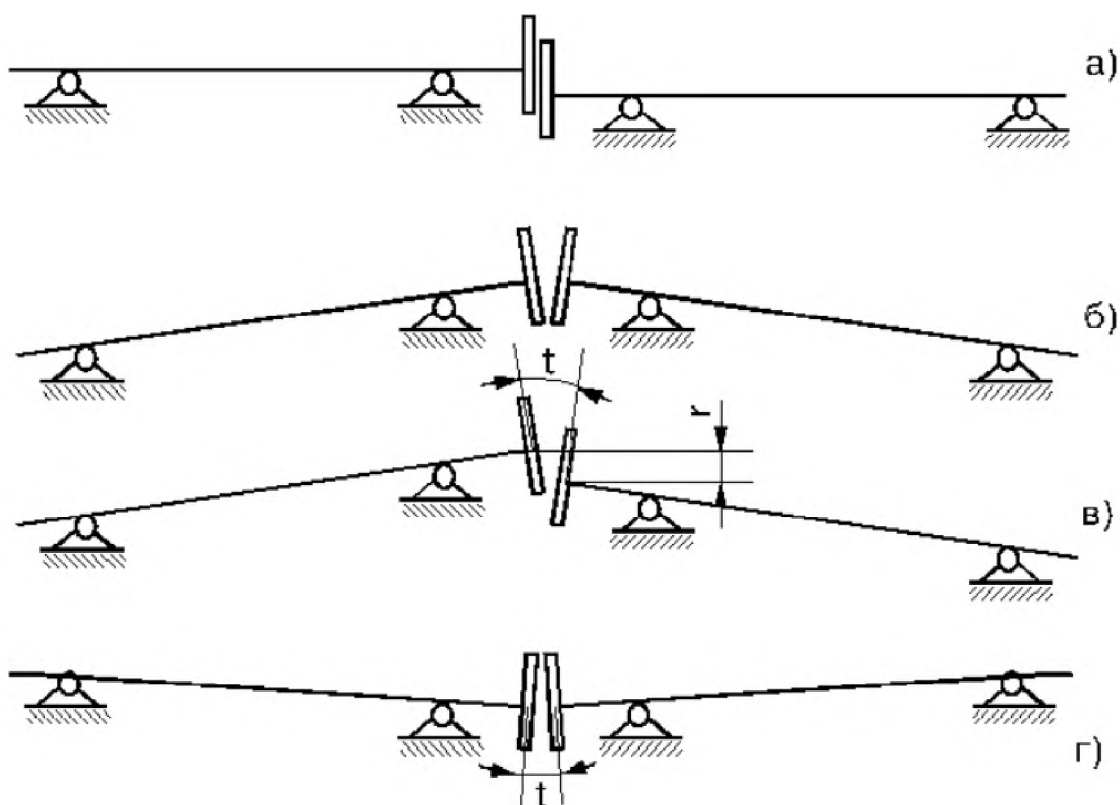
Рисунок 5 — Дефекты сопряжения жёстких (полужёстких) муфт

### 1.5.5 Расцентровка по муфтам

Взаимное положение осей соседних роторов при разобранных муфтах характеризует их центровку. Расцентровка — нарушение центровки, состоящее в отклонении осей подшипников от такого положения, при котором сов-

падают оси опирающихся на них роторов. Расцентровку контролируют путем измерений соответствующих зазоров по торцам и по окружности фланцев разобранной муфты в процессе проворачивания роторов, а исправляют посредством перемещений опорных вкладышей.

Различают два вида расцентровок по муфтам: радиальную и торцевую. Радиальная расцентровка — расстояние между осями соседних роторов в плоскости муфты, торцевая — угол между этими осями (Рисунок 6).



а) радиальная расцентровка

б) торцевая расцентровка

в) общий случай

г) расцентровка трёхопорной системы роторов

$r$  — величина радиальной расцентровки

$t$  — величина торцевой расцентровки

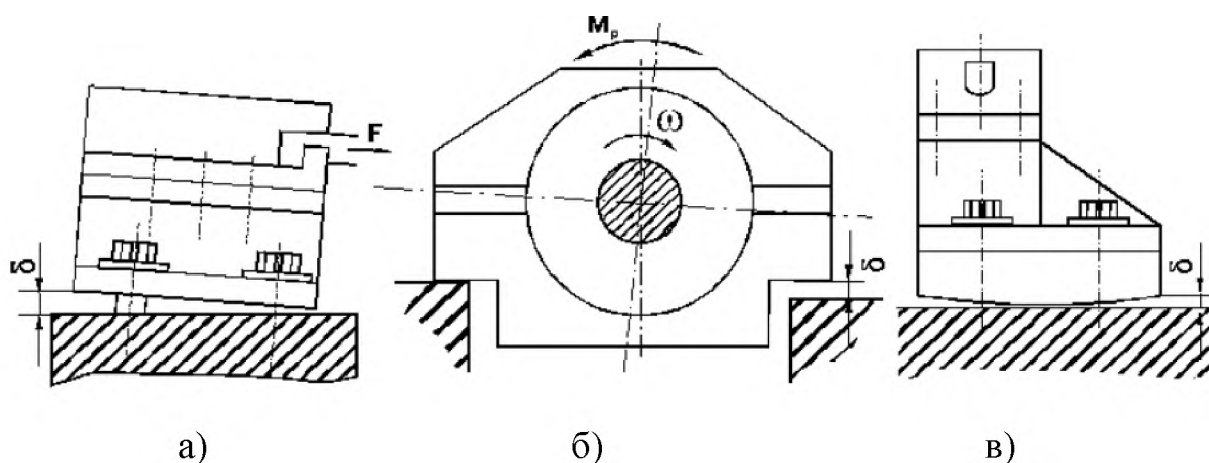
Рисунок 6 — Расцентровка, состояние роторов при разъединённых муфтах

### 1.5.6 Пониженная жёсткость опорной системы

Ослабление жесткости опор в процессе эксплуатации может быть следствием одного из следующих факторов:

- а) отрыва фундаментной плиты от фундамента;
- б) «Опрокидывания» корпуса подшипника при движении его по фундаментной плите, например, вследствие заедания;
- с) местного отрыва опорной поверхности корпуса подшипника под действием разгружающего реактивного момента статора;
- д) ослабления резьбовых соединений крепления вкладыша, корпуса подшипника, фундаментной плиты (фундаментных болтов);
- е) появления трещин в фундаменте;
- ф) коробления опорной поверхности;
- г) деформации фундамента под действием осевых усилий, возникающих при тепловых перемещениях.

На рисунке 7 представлены некоторые случаи снижения жесткости опор.



- а) при «опрокидывании» корпуса подшипника
- б) вследствие отрыва опорной поверхности под действием реактивного момента статора
- в) при деформации опорной поверхности

Рисунок 7 — Снижение жёсткости опор

### 1.5.7 Трещина в роторе

Трещина обычно возникает на поверхности и развивается внутрь: вначале весьма медленно, затем в нарастающем темпе. Наличие трещины определяет асимметрию сечения в месте трещины и порождает механизм меняющихся характеристик сечения при схлопывании и раскрытии трещины [6]. При медленном вращении горизонтального вала с трещиной его ось описывает сложную траекторию, поскольку при верхнем положении трещины характеристики сечения соответствуют целому валу (трещина схлопнута), а при нижнем ослабленному (трещина раскрыта), в промежуточных положениях характеристики меняются от угла поворота по сложному закону. При вращении на высоких скоростях закон изменения характеристик сечения зависит от ориентированных внутренних динамических изгибающих моментов, например, под действием дисбалансов: если момент в сечении трещины стремится ее раскрыть, то влияние трещины сказывается больше, чем в случае, когда этот момент стремится закрыть её.

При раскрытой трещине сечение вала имеет двоякую жесткость. На поведение трещины влияют осевые силы. При растягивающих усилиях в сечении вала возникает внецентренное растяжение, и ось вала изгибается в сторону трещины. При нагреве и охлаждения вала с трещиной и возникновении в связи с этим радиального градиента температур происходит либо закрытие трещины, если наружная температура выше внутренней, либо ее раскрытие с одновременным прогибом вала в сторону трещины, если температура в середине сечения выше. Это объясняется тем, что средняя часть вала либо стягивает наружные волокна, будучи холодной и укороченной, либо растягивает их, расширяясь при нагревании.

Упомянутые выше очевидные последствия трещины определяют вибрационные свойства машины с треснутым валом:

- а) плавный рост оборотной составляющей вибрации во времени по мере развития трещины вследствие прогиба вала в сторону трещины;
- б) появление, составляющих вибрации кратных оборотной, прежде всего двойной и тройной, вследствие двоякой жесткости и эффекта схлопывания раскрытия;
- с) рост двойной оборотной составляющей вибрации на критических скоростях вращения второго рода вследствие двоякой жесткости;
- д) для развитой трещины возникает зависимость вибрации от нагрузки и резкий рост вибрации при снижении температуры рабочего тела (например, при разгрузке турбины), что более всего характерно для мест трещины, незащищенных насадными деталями; это связано с действием осевых усилий и температурного градиента в сечении трещины.

Если трещина достигает центрального отверстия или внутренней полости, то внутри вала может накапливаться конденсат, что способствует возникновению дополнительного теплового прогиба.

### 1.5.8 Тепловой дисбаланс ротора

Чаще тепловой дисбаланс возникает на роторах генераторов и других электрических машин, имеющих в этих роторах обмотку возбуждения. Причиной этого могут быть витковые замыкания в обмотке ротора, асимметрия охлаждения (преимущественно у роторов с форсированным охлаждением), отсутствие тепловых зазоров между пазовыми клиньями [5].

Диагностическим признаком асимметрии охлаждения является зависимость вибрации от интенсивности процессов теплообмена, или от разности температур между ротором и охлаждающим газом. При этом вибрация меняется как при повышении нагрузки, так и в случае резкого изменения темпера-

туры охлаждающего газа. От температуры ротора вибрация при этом не зависит.

Диагностическим признаком недостаточных осевых зазоров в пазовых клиньях является зависимость вибрации от температуры ротора, при этом не имеет значения, при какой нагрузке достигнута рассматриваемая температура. Таким же образом изменяется вибрация при неоднородности материала ротора на протяжении всего периода эксплуатации с момента монтажа. На асинхронных электродвигателях тепловой дисбаланс может быть следствием обрыва стержней «беличьей клетки», а также загромождения охлаждающих каналов ротора установленными балансировочными грузами либо из засорения.

Меры профилактики отмеченных причин теплового дисбаланса у роторов электрических машин состоят в следующем: в тщательном выполнении охлаждающих каналов и контроле их продуваемости; в заглушении резьбовых отверстий, противоположных балансировочным пробкам дюралюминиевыми заглушками, обязательном при использовании более двух полных пазов для установки балансировочных пробок; в контроле тепловых зазоров в пазовых клиньях.

В вибродиагностике следует учитывать тот факт, что дефекты на разных стадиях развития могут быть связаны с вибрационными процессами в оборудовании (колебаниями его деталей или динамическими процессами, их вызывающими) различным образом, а переход от одной стадии развития к другой может быть постепенным или скачкообразным. Дефекты обычно классифицируют по следующим аспектам, учитываемым при разработке и использовании средств диагностики:

- а) по виду разрушения (усталость, износ, ползучесть, коррозия, термометформации и т.д.);
- б) по моментам проявления (в процессе работы, при осмотрах и техническом обслуживании, при разборке);

- с) по временному характеру проявления (внезапные, постепенные, сбои, перемежающиеся отказы);
- д) по причинам возникновения (конструктивные, технологические, производственные, эксплуатационные, дефекты материала);
- е) по степени опасности.

## 2 Контроль вибрации и нормы на вибрацию

### 2.1 Обзор норм и принципов нормирования вибрации вращающихся машин

Рассматриваемые стандарты регламентируют многие обстоятельства, связанные с контролем вибрации: требования к виброаппаратуре, места измерений, условия измерений и другие. В то же время опыт, традиции и используемые в настоящее время для энергетики нормативные документы достаточно четко определяют, по крайней мере, следующее:

- а) измерения производятся на опорах в трех ортогональных направлениях: вертикальном, поперечном и осевом; допускается не измерять осевую вибрацию; для электродвигателей и других объектов со встроенными подшипниками допускается производить измерения на корпусах вблизи подшипников;
- б) измерения производятся на собственном фундаменте, в условиях, при которых эксплуатируется механизм, преимущественно под нагрузкой на установившемся режиме; параметры режима (скорость вращения — для переменной, нагрузка и другие) фиксируются в протоколе измерений;
- в) при измерениях используется виброаппаратура, соответствующая стандартным требованиям и имеющая фильтры, должным образом выделяющие частотный диапазон 10-1000 Гц.

Для ответственных агрегатов регламентирован также контроль вибрации валопроводов, производимый либо одновременно с контролем вибрации подшипников, либо взамен него.

Рассмотрим стандарт ГОСТ ИСО 10816-1-97 [11], предназначенный служить основой для разработки нормативных документов, в которых устанавливаются нормы на вибрации невращающихся частей машин при эксплуатационном контроле и приемочных испытаниях. Отмечая преимущества и



приоритет параметра СКЗ виброскорости, стандарт допускает применение самых разнообразных параметров вибрации, включая и виброускорение. В зависимости от конкретных свойств оборудования может быть изменен (расширен или сужен) учитываемый частотный диапазон вибрационного сигнала.

В стандарте сказано: «Вибрационное состояние многих типов машин может быть оценено по интенсивности вибрации, определенной в одной точке измерения». Оговорено, что это не может быть отнесено к крупным машинам, где оценка вибрации должна производиться, по крайней мере, в нескольких точках. Во всяком случае, требование измерять вибрацию в трех направлениях на каждом подшипнике не является обязательным. Например, в случае, когда для контроля вибрации небольшого механизма используется стационарная аппаратура, целесообразно установить датчики вибрации в одной-двух точках, где в наибольшей мере проявляются ожидаемые повреждения. Это обеспечит необходимый контроль за состоянием механизма и снизит до минимума затраты на аппаратуру.

В стандарте рассматриваются критерии двух видов, распространяющиеся на эксплуатационный контроль и приемочные испытания и предназначенные для оценки уровней вибрации машин различных типов. Критерий 1 связан со значениями измеряемых параметров вибрации, а критерий 2 — с изменениями этих значений (независимо от направления изменений). Критерий 1 связан с определением границ для абсолютного значения параметра вибрации, соответствующих допустимым динамическим нагрузкам на подшипники и допустимой вибрации, передаваемой вовне через опоры и фундамент. Максимальное значение, полученное в результате измерения на каждом подшипнике или опоре, сравнивают с границами четырех зон, установленных исходя из международного опыта проведения исследований и эксплуатации:

а) зона А — в эту зону попадают, как правило, новые машины, только что введенные в эксплуатацию;

б) зона В — машины, попадающие в эту зону, обычно считают пригодными для дальнейшей эксплуатации без ограничения сроков;

с) зона С — машины, попадающие в эту зону, обычно рассматривают как непригодные для длительной непрерывной эксплуатации. Обычно данные машины могут функционировать ограниченный период времени, пока не появится подходящая возможность для проведения ремонтных работ;

д) зона D — уровни вибрации в данной зоне обычно рассматривают как достаточно серьезные, для того чтобы вызвать повреждение машины.

Данные зоны предназначены для качественной оценки вибрационного состояния машин и принятия решения о необходимых мерах. Иное число зон и их расположение может быть использовано для машин специальных типов, которые рассматриваются в соответствующих стандартах.

В таблице 1 приведены примерные критерии, которыми можно пользоваться при отсутствии подходящих нормативных документов. По ней можно определить верхние границы зон от А до С, выраженные в средних квадратических значениях виброскорости  $v$ , мм/с для машин различных классов:

- а) класс 1 — отдельные части двигателей и машин, соединенные с агрегатом и работающие в обычном для них режиме (серийные электрические моторы мощностью до 15 кВт являются типичными машинами этой категории);
- б) класс 2 — машины средней величины (типовые электромоторы мощностью от 15 до 875 кВт) без специальных фундаментов, жестко установленные двигатели или машины (до 300 кВт) на специальных фундаментах;
- с) класс 3 — мощные первичные двигатели и другие мощные машины с вращающимися массами, установленные на массивных фундаментах, относительно жестких в направлении измерения вибрации;
- д) класс 4 — мощные первичные двигатели и другие мощные машины с вращающимися массами, установленные на фундаментах, относи-

тельно податливые в направлении измерения вибрации (например, турбогенераторы и газовые турбины с выходной мощностью более 10 МВт).

Таблица 1 — Примерные границы зон для машин различных классов

$v$ , мм/с	Класс 1	Класс 2	Класс 3	Класс 4
0,28	<i>A</i>	<i>A</i>	<i>A</i>	<i>A</i>
0,45				
0,71				
1,12	<i>B</i>	<i>B</i>	<i>B</i>	<i>B</i>
1,8				
2,8	<i>C</i>	<i>C</i>	<i>C</i>	<i>C</i>
4,5				
7,1	<i>D</i>	<i>D</i>	<i>D</i>	<i>D</i>
11,2				
18				
28				
45				

Поскольку настоящий стандарт является базовым документом для разработки руководств по измерению и оценке вибрации машин, критерии оцен-

ки для машин конкретных типов должны быть установлены в соответствующих отдельных стандартах. В качестве примера рассмотрим ГОСТ Р 55265.2-2012 [12]. Так, в таблице 2 приведены рекомендуемые значения границ зон вибрационного состояния для среднеквадратичного значения виброскорости, мм/с, корпусов или опор подшипников паровых турбин или генераторов.

Таблица 2 — Рекомендуемые границы зон вибрационного состояния корпусов или опор подшипников паровых турбин или генераторов

Граница зон	Частота вращения ротора, мин <sup>-1</sup>		
	От 1500 до 1800	3000	3600
A/B	2,8	3,6	3,8
B/C	5,3	7,1	7,5
C/D	8,5	11,2	11,8

## 2.2 Особенности нормирования вибрации в разных нормативных документах

Рассмотрим некоторые стандарты на нормирование вибрации. Обратим внимание на то, что нормы вибрации практически во всех стандартах прямо или косвенно связаны либо с размерами, либо с массой машин. Нормы, привязанные к мощности машин, косвенно характеризуют массу машины. Этот критерий настолько существен, что для машин разной массы предусматривается применение разных ГОСТов. Так, для крупных машин массой более 2000 кг применяется стандарт [13], для машин массой от 0,02 до 0,5 кг стандарт [17], машины с высотой оси до 400 мм нормируются по стандарту [16]. Диапазон изменения допустимых значений вибрации весьма велик: при изменении по массе от минимума до максимума (по ГОСТам [16] и [13]) — в 10 раз, при изменении высоты оси от 60 до 250 мм — в 4 раза.

Рассмотрим ГОСТ 20815-88 для машин массой выше 2000 кг. Он представляет интерес, поскольку, во-первых, относится к наиболее распространен-

ной и ответственной категории машин и, во-вторых, содержит рациональные принципы нормирования вибрации.

Используется три параметра нормирования, приводим их вместе с допустимыми величинами:

- а) среднеквадратическое значение (СКЗ) виброскорости в диапазоне частот 10-1000 Гц - до 4.5 мм/с;
- б) среднеквадратическое значение (СКЗ) виброскорости в октавной полосе частот, включающей частоту вращения (по существу является вибрацией оборотной частоты) — допустимая величина зависит от частоты вращения и меняется от 3,3 мм/с при 3000 об/мин. до 2 мм/с при 750 об/мин. и ниже; эта величина может использоваться для оценки необходимости балансировки машины;
- с) для машин с частотой вращения 600 об/мин и ниже используется пиковое значение виброперемещения; умножая на 2 нормативные значения этого параметра получим норму для более привычного в электроэнергетике параметра — размах виброперемещения  $S$ .

В качестве комментария к нормированию по параметру виброперемещения в ГОСТ 20815-88 отметим, что для самых низких частот вращения (400 об/мин и ниже) нормы этого стандарта не могут быть применены, поскольку во всех стандартах и нормах, включая нормирование вибрации гидроагрегатов [15], допустимое значение размаха виброперемещения для этих частот больше 100 мкм, но в то же время не превышают 180 мкм.

Заслуживает особого внимания нормирование вибрации энергетических турбоагрегатов в связи с тем, что эти агрегаты являются весьма крупными и ответственными, и практика нормирования их вибрации имеет богатую историю, тесно связанную с техническим прогрессом в вибрационной технике. Нормы вибрации этих агрегатов и общие требования к проведению измерений регламентированы стандартами [18 – 19], первый из которых относится к вибрации подшипников, а второй — к вибрации валопроводов. В настоящее время

оба стандарта перерабатываются, приводимые ниже сведения учитывают их предполагаемые изменения.

Отметим некоторые важнейшие нормы стандартов [18 – 19]. Значения вибрации подшипников, соответствующие трем пределам таблицы оценочных норм интенсивности вибрации, установлены, соответственно, 4,5 мм/с, 7,1 мм/с и 11,2 мм/с. Также не допускаются:

- а) низкочастотная вибрация с интенсивностью более 1 мм/с;
- б) внезапное и необратимое изменение интенсивности вибрации в двух и более точках на 1 мм/с;
- с) непрерывный рост интенсивности вибрации с увеличением ее значения за относительно небольшое время на 2 мм/с в любой из точек.

Интенсивность относительной вибрации валопроводов нормируется по размаху виброперемещений шеек роторов в двух ортогональных направлениях. Предельные значения зависят от номинальной скорости вращения. Для наиболее распространенной в энергетике скорости вращения 3000 об/мин три предела, разграничивающие зоны качества, составляют 80, 165 и 260 мкм. Для вибрации валопроводов предусмотрены ограничения по низкочастотной вибрации, внезапному и необратимому изменению вибрации по аналогии с нормами на вибрации подшипников.

Ведомственными нормами предусматривается ограничение абсолютной вибрации контактных колец роторов генераторов: размах виброперемещений в двух ортогональных направлениях должен быть не более 300 мкм.

### 2.3 Периодичность контроля вибрации переносными приборами

Периодичность контроля вибрации переносными средствами обычно регламентируется местными и ведомственными нормами и инструкциями. Приведем некоторые примеры. Периодичность контроля вибрации подшипников турбоагрегатов при отсутствии непрерывного контроля стационарной аппара-

турой составляет не более 1 месяца. Периодичность контроля вибрации контактных колец генераторов [14] составляет не более 3 месяцев.

Особый интерес представляют рекомендации [15] по периодичности контроля вибрации гидроагрегатов: они дают представление о возможных максимальных интервалах между виброизмерениями. Эти интервалы зависят от оценки вибрации и варьируют в пределах от 4-6 лет при оценке «отлично» до двух месяцев при оценке «неудовлетворительно (временно допустимо)».

Оценка показывает, что рациональное определение периодичности контроля вибрации повышает его эффективность при общем сокращении количества выполняемых измерений и, соответственно, связанных с ними затрат. Периодичность контроля вибрации должна определяться так, чтобы своевременно прогнозировать возможность повреждения агрегата по изменениям вибрации.

Во всех случаях контроль вибрации должен производиться при пуске (опробовании) после ремонта механизма. Известны случаи, когда вследствие ошибок при сборке во время ремонта механизм разрушался в первые минуты после пуска из ремонта. Нет необходимости периодически контролировать вибрацию небольших механизмов, о которых заведомо известно, что их надежность обеспечивает безаварийную эксплуатацию в течение всего межремонтного срока, хотя этот контроль и не может быть вредным; обычно для таких механизмов предусматривают наибольший период контроля либо ограничиваются контролем перед и после ремонта. Должно быть учтено, что некоторые механизмы получают наибольший износ подшипников качения не во время работы, а во время простоя в резерве, если фундамент этого механизма имеет высокую вибрацию. Для таких механизмов целесообразно дополнительно контролировать вибрацию при пуске из резерва.

Некоторые механизмы требуют особой заботы из-за их недостаточной надежности, из-за неудовлетворительного состояния опорных узлов, при повышенной вибрации, при наблюдаемом непрерывном росте вибрации. Для них

может быть установлен специальный короткий период контроля вибрации, либо даже переменный. Для таких случаев могут быть использованы специальные расчеты, обычно реализуемые в виде технологических программ, которые по данным предшествующих измерений по характеру изменения вибрации во времени определяют целесообразный срок следующего измерения.

При всем многообразии факторов определяющих периодичность контроля вибрации, последняя не должна иметь чрезмерно сложной структуры и для всего оборудования должна определяться несколькими простейшими правилами или таблицами.

## 2.4 Статистический подход к нормированию вибрации.

Нормы на вибрации не должны быть сложны и многообразны. С другой стороны, известно, что роторные машины отличаются большим разбросом вибрационных свойств. Даже в связи с отличиями рассматриваемых машин по размерам и массе нельзя использовать универсальные нормы. Представляется целесообразным учесть опыт безаварийной эксплуатации механизмов и, по крайней мере, для некоторых из них определить нормативные значения статистическим методом [20].

Предельно-допустимое значение вибрации определяется как верхний толерантный предел максимальных значений интенсивности вибрации по всей выборке измерений для рассматриваемого вида (типа) машин; в простейшем случае это значение равно максимальному из наблюдавшихся значений после его округления до ближайшего из стандартного ряда.

Пусть максимальные значения интенсивности вибрации на механизмах рассматриваемого типа суть  $A_i$ , где  $i = 1, 2, \dots, n$  — порядковые номера механизмов. Среднее значение  $MA$ , отклонения значений  $\Delta_i$  и среднеквадратичное отклонение  $\sigma$  определим по формулам:



$$\left. \begin{aligned} MA &= \frac{\sum A_i}{n} \\ \Delta_i &= |A_i - MA| \\ \sigma^2 &= \frac{\sum \Delta_i^2}{n-1} \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Для предельного допустимого значения интенсивности вибрации используем формулу:

$$T = MA + t\sigma \quad (16)$$

где  $t$  — коэффициент, принимающий значения от 0 до 3.

Для трех пограничных пределов, определяющих зоны качества, можно использовать значения  $T$ , получаемые по формуле (16) при разных значениях коэффициента  $t$  в указанных пределах, например, 0, 1 и 2.

### 3 Датчики и приборы для измерения и контроля уровня вибрации

#### 3.1 Диагностические приборы фирмы VAST

Ассоциация ВАСТ (виброакустические системы и технологии) [22] является предприятием полного цикла в области вибрационной диагностики: разработка и производство диагностического оборудования, сервисные работы по вибродиагностике и наладке оборудования, широкий спектр образовательных и консультационных услуг.

В 1990 году было создано первое предприятие Ассоциации — малое предприятие «Вибротехника». В этом же году был разработан и первый коммерческий продукт — программное обеспечение VAST\_BRN для автоматической диагностики подшипников качения по заказу фирмы Bruel&Kjaer для анализатора 2515. Ориентация на международные стандарты в самом начале деятельности во многом определила дальнейшее развитие компании. В настоящее время Ассоциация ВАСТ — группа предприятий с центральным офисом в Санкт-Петербурге, 10 региональных партнеров в России, СНГ, Европе, Америке и Азии, более 600 клиентов в 15 отраслях промышленности.

##### 3.1.1 Виброанализатор СД-21

СД-21 — простой надежный анализатор вибрации. Обладает всеми необходимыми функциями для проведения вибродиагностики такого оборудования как: насосы, вентиляторы, дымососы, градирни, турбины, компрессоры, электродвигатели.

Небольшие габариты и маленький вес (сам прибор весит всего 0,8 кг), длительное время работы (не менее 10 часов без подзарядки), возможность работы при неблагоприятных условиях (IP 65, температурный диапазон от -20 до +50 С°), встроенные прикладные программы (разгон-выбег, удар, магнитофон) позволяют виброанализатору СД-21 стать удобным инструментом как для

ежедневного измерения вибрации, так и для выполнения операций виброналадки.



Рисунок 8 — Виброанализатор СД-21

Таблица 3 — Технические характеристики СД-21

Количество каналов измерения вибрации	2
Диапазон измерения спектра сигнала	от 0 до 25600 Гц
Верхние граничные частоты поддиапазонов измерения спектров	25, 50, 100, 200, 400, 800, 1600, 3200, 6400, 12800, 25600 Гц
Количество измеренных спектров с разрешением 1600 линий, сохраняемых в энергонезависимой памяти	800 шт.
Взаимовлияние каналов	не более 100 Дб
Диапазон измерения виброускорения	0,05 ... 1000 м/с <sup>2</sup>
Диапазон измерения виброскорости	0,1 ... 100 мм/с
Диапазон измерения виброперемещения	1 ... 1000 мкм

Окончание таблицы 3

Время непрерывной работы в режиме измерения с резервной батареей	не менее 10 часов
Время полной зарядки аккумуляторной батареи	не менее 3 часов
Среднее время наработки на отказ	не менее 10000 часов

### 3.1.2 Виброанализатор СД-23

СД-23 — виброанализатор с двумя параллельными каналами, со встроенными программами балансировки, удара и разгона/выбега. Измеряет параметры вибрации, которые являются исходными данными для оценки и прогноза фактического состояния вибрационного оборудования.

Все необходимые измерения по заданному маршруту проводятся за одну выборку временного сигнала, что позволяет в разы сократить время набора данных. Виброанализатор СД-23 имеет функцию самоконтроля входного тракта перед проведением измерения, тем самым предотвращая получение заведомо неправильного результата.



Рисунок 9 — Виброанализатор СД-23

Таблица 4 — Технические характеристики СД-23

Количество каналов измерения вибрации	2 синхронные
Диапазон измерения спектра сигнала	от 0 до 51200 Гц
Верхние граничные частоты поддиапазонов измерения спектров	25, 50, 100, 200, 400, 800, 1600, 3200, 6400, 12800, 25600, 51200 Гц
Разрешающая способность спектрального анализа	400, 800, 1600, 3200, 6400, 12800 линий
Взаимовлияние каналов	не более 110 Дб
Диапазон измерения виброускорения	0,05 ... 1000 м/с <sup>2</sup>
Диапазон измерения виброскорости	0,1 ... 100 мм/с
Диапазон измерения виброперемещения	1 ... 1000 мкм
Время непрерывной работы в режиме измерения с резервной батареей	не менее 10 часов
Время полной зарядки аккумуляторной батареи	не менее 3 часов
Среднее время наработки на отказ	не менее 10000 часов

### 3.1.3 Диагностическая программа DREAM

Для работы с приборами фирмы VAST, считывания их показаний разработана диагностическая программа DREAM. Она позволяет проводить мониторинг и анализ любых вибрационных параметров и скалярных величин по желанию пользователя или требованиям документов. Предлагается два способа конфигурации. Описание параметров измерений, или описание параметров машины. В последнем случае DREAM автоматически сформирует все измерения, необходимые для мониторинга и диагностики. Все измерения в системе могут быть проанализированы с применением мощного графического пакета, включающего анализ спектров (гармоник, боковых компонент, частот дефектов), временных сигналов (статистический анализ — интегральные и диффе-

ренциальные распределения, вычисление различных статистических характеристик, пик фактора), общих уровней. Для всех измерений возможна установка и редактирование произвольных порогов с текстовым и графическим отображением результатов.

Автоматическая диагностика является ключевой функцией программы DREAM®. Предлагаемая технология была отработана на сотнях тысяч узлов машин в 12 отраслях промышленности. Основная задача автоматической диагностики — предоставить оператору полную информацию о состоянии машины, симптомах дефектов и выдать рекомендации по обслуживанию. Программа анализирует все измеренные спектры, сравнивает их с предыдущими, эталонными и спектрами с других машин данного типа, проводит анализ гармонических и случайных компонент вибрации. По этим данным программа оценивает состояние машины, выдает список дефектов со степенью их развития и опасностью, определяет безопасный период эксплуатации и выдает рекомендации по обслуживанию.

					<i>ВКР — 13.03.02.05 — ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		43

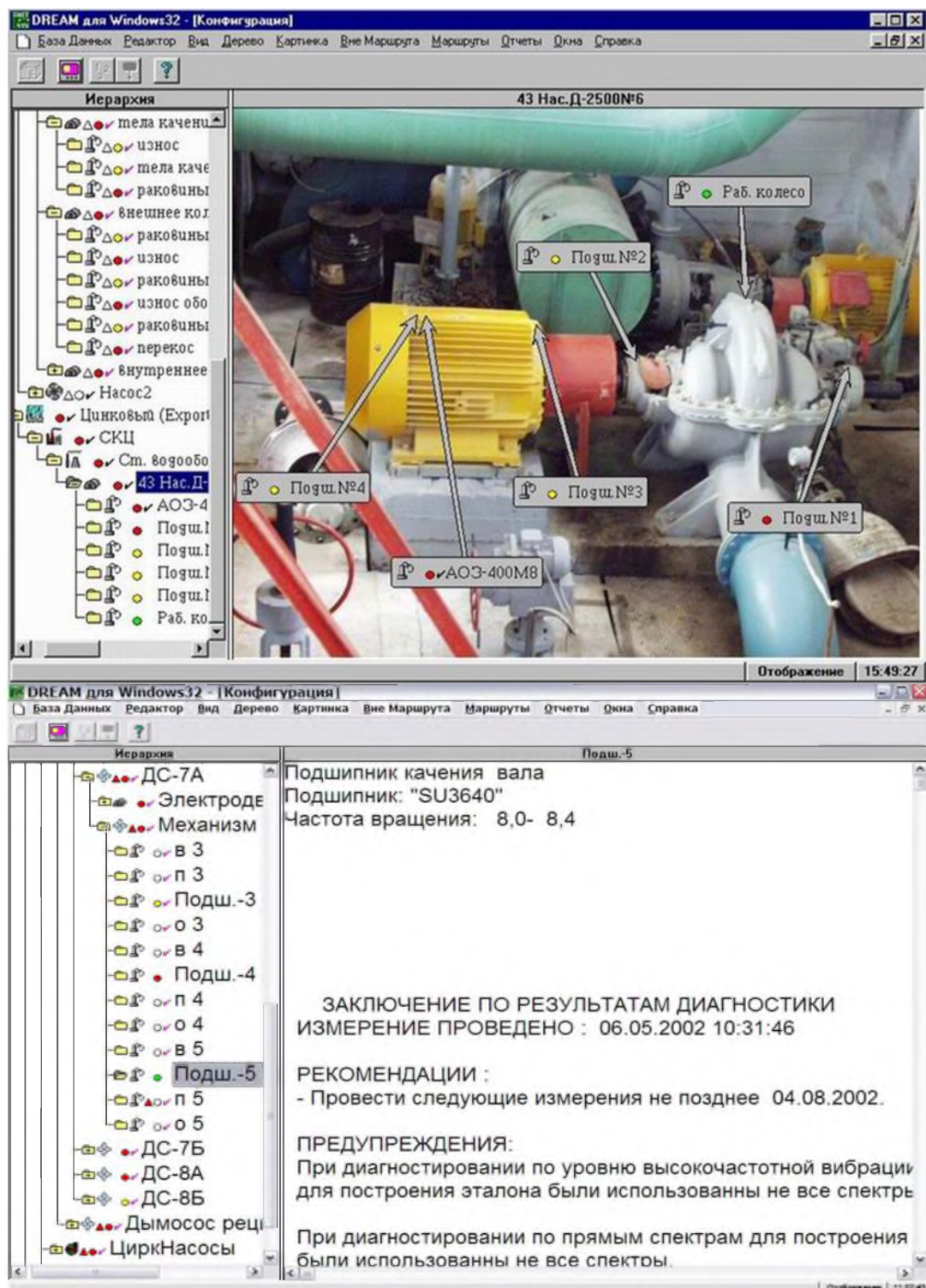


Рисунок 10 — Диагностическая программа DREAM

### 3.2 Диагностические приборы фирмы ДИАМЕХ

В 1989 году группа инженеров, работавших до этого в электроэнергетике, газовой промышленности, машиностроении и научных центрах, решила

объединить накопленный опыт, знания, творческие идеи и выступила с инициативой создания своего специализированного предприятия, способного производить отечественное вибродиагностическое и балансировочное оборудование. На протяжении более 20 лет работы на рынке виброанализирующей аппаратуры и балансировочных станков коллективу предприятия удалось спроектировать и наладить серийное производство продукции мирового уровня. На сегодняшний день ДИАМЕХ 2000 [23] выпускает весь спектр виброизмерительной и виброанализирующей аппаратуры от датчиков вибрации и простейших виброметров до современных многоканальных виброанализаторов и систем непрерывного контроля вибрации. С 1995 года налажен серийный выпуск лучших на сегодняшний день универсальных балансировочных станков с горизонтальной осью вращения серии ВМ, которые позволяют производить высокоточную балансировку роторов массой от нескольких грамм до 90 тонн. ДИАМЕХ 2000 является членом Ассоциации «Союз авиационного двигателестроения» «АССАД» и Ассоциации производителей станкоинструментальной продукции «Станкоинструмент».

### 3.2.1 Виброанализатор КВАРЦ (ТОПАЗ-В)

Анализатор вибрации КВАРЦ обладает максимальным набором функций и возможностей, реализованных в современной виброизмерительной аппаратуре. Использование прибора совместно с программным обеспечением ДИАМАНТ-2 позволяет решать практически все задачи вибрационной диагностики.

Прибор может использоваться и как автономный анализатор вибрации, при этом все измерения и данные анализа записываются в энергонезависимую память прибора, и как составная часть системы мониторинга состояния оборудования, задействовав всю мощь программного обеспечения ДИАМАНТ-2.

					<i>ВКР — 13.03.02.05 — ПЗ</i>	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		45





Рисунок 11 — Виброанализатор КВАРЦ

Таблица 5 — Технические характеристики виброанализатора КВАРЦ

Количество каналов измерения вибрации	1
Диапазон измерения спектра сигнала	от 0,3 до 40000 Гц
Длина выборки сигналов	256, 512, 1024, 2048, 4096
Разрешающая способность спектрально-го анализа	400, 800, 1600 линий
Взаимовлияние каналов	не более 110 Дб
Диапазон измерения виброускорения	0,05 ... 1000 м/с <sup>2</sup>
Диапазон измерения виброскорости	0,1 ... 100 мм/с
Диапазон измерения виброперемещения	1 ... 1000 мкм
Время непрерывной работы в режиме измерения с резервной батареей	не менее 8 часов
Время полной зарядки аккумуляторной батареи	не менее 3 часов

### 3.2.2 Диагностическая программа ДИАМАНТ-2

Для хранения, систематизации и анализа данных виброобследований, а также для автоматизации измерений (режим коллектора) и протоколирования отчетов специалистами фирмы ДИАМЕХ 2000 было создано программное обеспечение ДИАМАНТ-2, которое может использоваться совместно с анализаторами вибрации ТОПАЗ, КВАРЦ, АГАТ, АГАТ-М и существенно упрощать решение задач вибрационной диагностики оборудования. Программное обеспечение ДИАМАНТ-2 предназначено для использования в системе прогнозируемого обслуживания механического оборудования и обеспечивает максимальную автоматизацию процессов проведения периодических обследований, ввода данных в БД на ПК, их анализ, формирование различных протоколов и отчетных материалов и все основные функции управления базами данных. База данных имеет оригинальную специально разработанную структуру, обеспечивающую максимальную скорость работы, небольшие требуемые объемы оперативной и дисковой памяти и эффективную защиту от экстремальных сбояв.

					<i>ВКР — 13.03.02.05 — ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		47

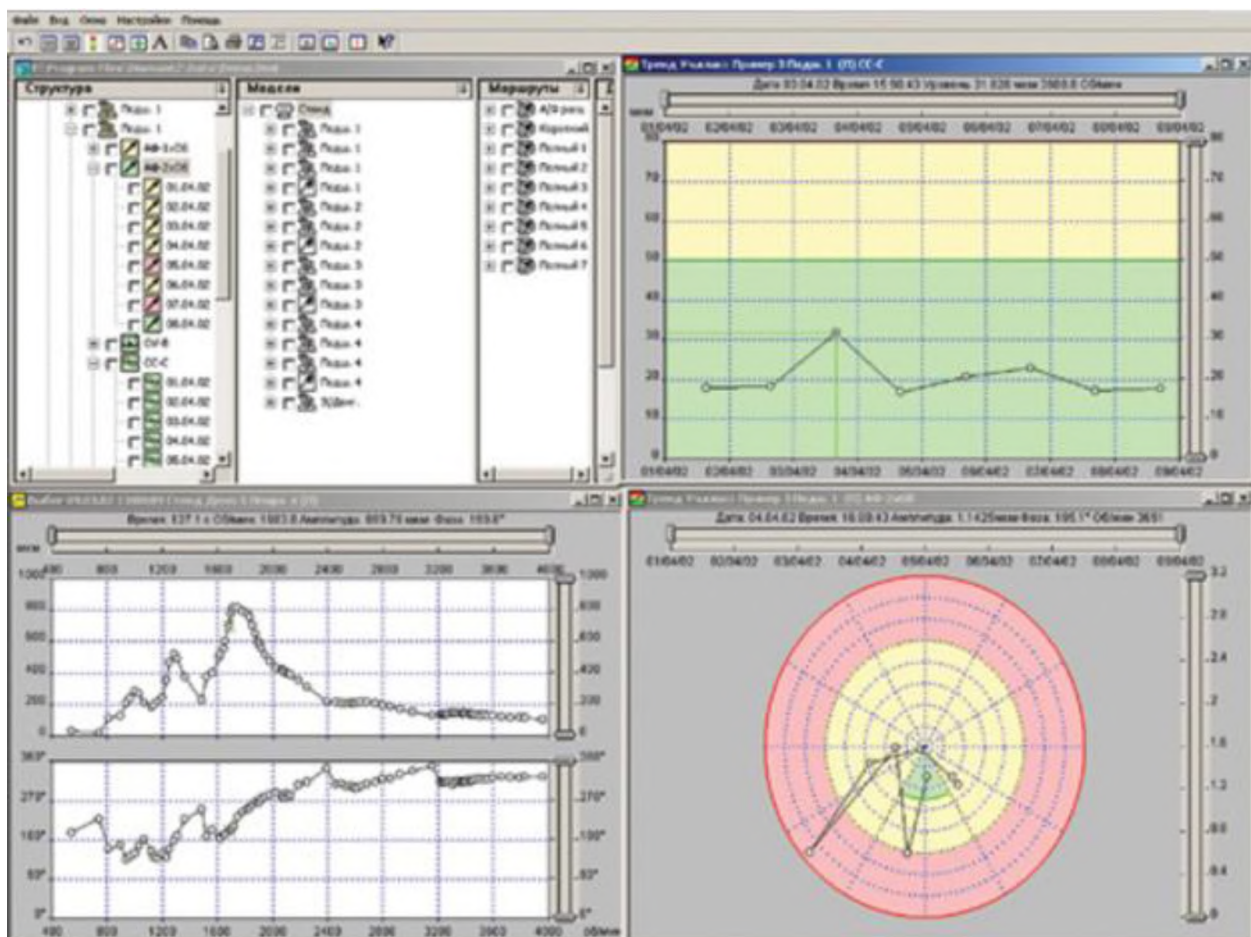


Рисунок 12 — Диагностическая программа ДИАМАНТ-2

## 4 Разработка прибора для измерения и анализа вибраций

### 4.1 Структура прибора

Общая схема прибора для измерения и анализа вибрации содержит два основных блока (Рисунок 13): вибропреобразователь и электронный блок обработки. Функциональное назначение первого блока — преобразование механических вибраций в электрический сигнал. Принцип действия пьезоэлектрических преобразователей основан на использовании прямого или обратного пьезоэлектрических эффектов. Прямой пьезоэффект состоит в способности некоторых материалов образовывать электрические заряды на поверхности при приложении механической нагрузки, обратный — в изменении механического напряжения или геометрических размеров образца материала под воздействием электрического поля. В качестве пьезоэлектрических используют обычно естественные материалы — кварц и турмалин, а также искусственно поляризованную керамику на базе титаната бария ( $\text{BaTiO}_3$ ), титаната свинца ( $\text{PbTiO}_3$ ) и цирконата свинца ( $\text{PbZrO}_3$ ).

Второй блок — электронный блок обработки — служит для «расшифровки» полученного сигнала. Как правило, на входе таких блоков стоит аналого-цифровой преобразователь, и основная часть операций над сигналом производится уже в цифровом виде, что расширяет функциональные возможности процесса пост-обработки, улучшает помехоустойчивость и позволяет осуществлять вывод информации по внешнему интерфейсу.

При использовании на производстве стационарные виброметры могут входить в состав регулирующих систем в качестве датчиков обратной связи, для этих целей некоторые модели виброметров имеют аналоговый выходной сигнал (как правило, напряжение).

Для получения комплексной характеристики вибрационного процесса в состав измерительной системы может быть добавлен спектроанализатор. Если спектроанализатор многоканальный — он может служить основой распреде-

лѐнной системы вибрационной диагностики, содержащей более одного вибро-датчика.



Рисунок 13 — Структурная схема прибора

## 4.2 Датчик вибрации

Датчик выполнен на основе пьезоэлектрического чувствительного элемента [24] и является абсолютным вибропреобразователем, то есть вибрация преобразуется непосредственно в электрические колебания. Пьезоэлемент отличается стойкостью к перезагрузкам и высокой частотой собственных колебаний (от 30 до 50 кГц), поэтому датчики с пьезоэлектрическими преобразователями особенно пригодны для высокочастотных процессов в диапазоне до 20 кГц. Нижняя предельная частота таких преобразователей лежит в пределах 0,5 – 10 Гц. Выходной сигнал датчика пропорционален виброускорению, максимальная величина которого составляет от 1 до  $10^5$  м/с<sup>2</sup>.

Общий вид пьезоэлектрического элемента приведен на рисунке 14. Стандартная модификация состоит из экранированного металлического диска, на котором расположена керамическая мембрана. Для подключения к измерительной аппаратуре, применяются выводы, которые подсоединены к подпятнику. Принцип работы элементов построен на измерении разрядности мембраны. Передача сигнала осуществляется через подпятник. Разница разрядов фиксируется в измерительных приборах. Через выводы на датчиках данные могут быть обработаны и сохранены.

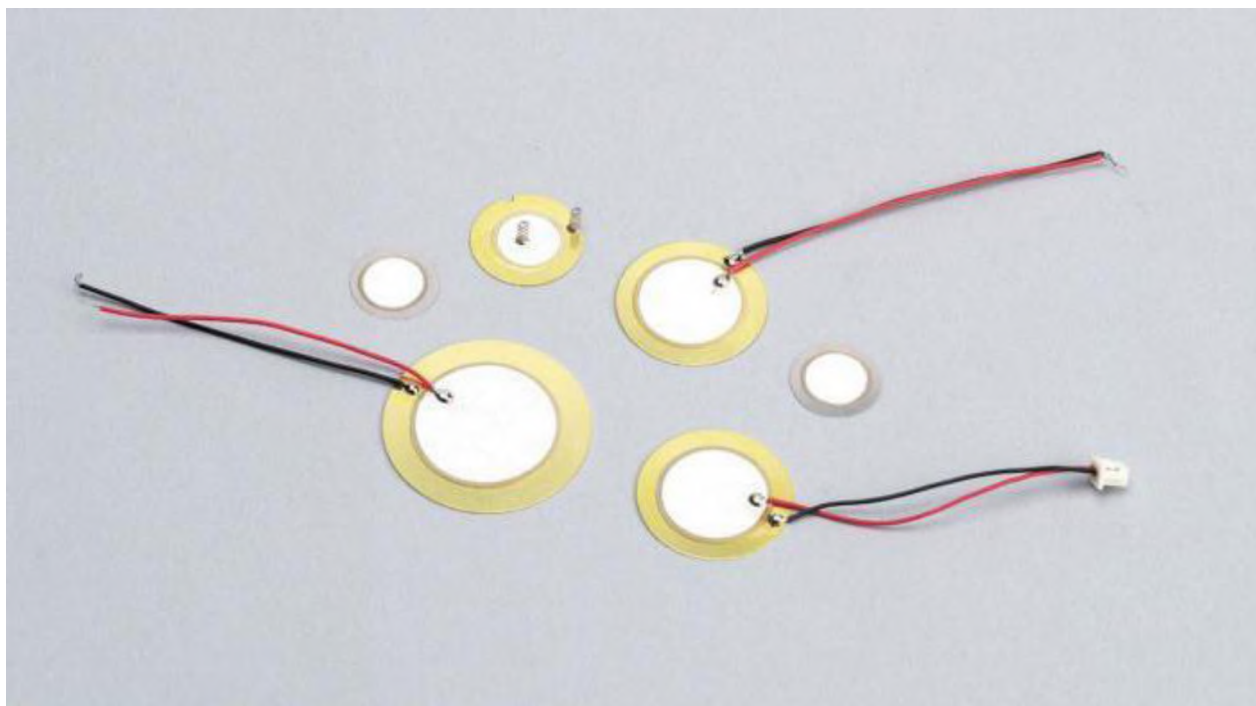


Рисунок 14 — Общий вид пьезоэлектрического элемента

Общий вид датчика показан на рисунках 15 и 16. Датчик выполнен в герметичном пластиковом корпусе повышенной прочности. Подключение кабеля к вибропреобразователю, с одной стороны осуществляется через выводы, подсоединенные к подпятнику. С другой стороны кабель подключается к звуковой карте персонального компьютера, через разъём 3,5 мм mini jack или usb-разъём.



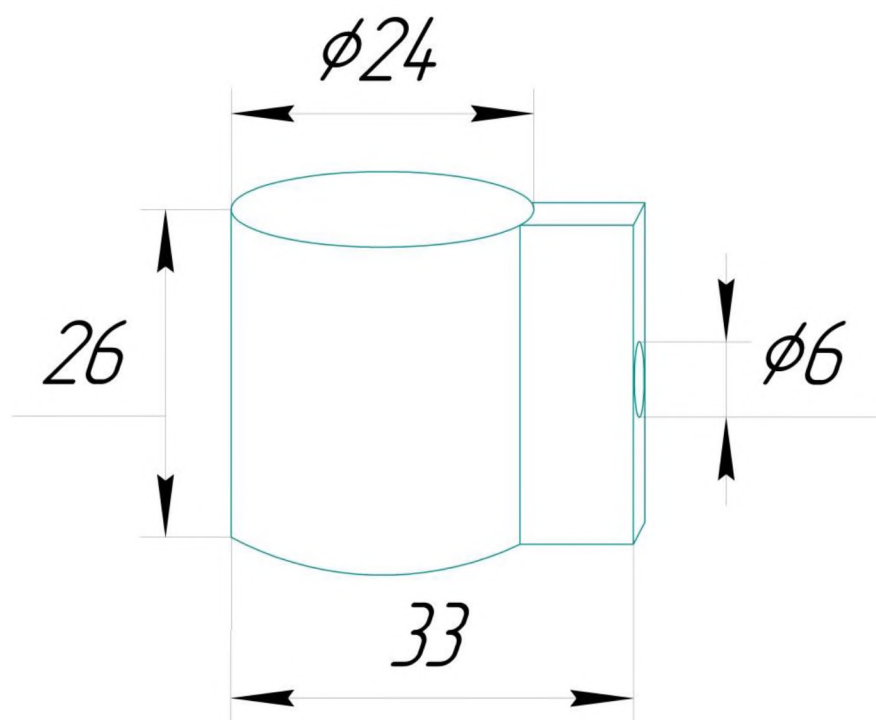


Рисунок 15 — Общий вид датчика с линейными размерами



Рисунок 16 — Общий вид датчика

Установка датчика на измеряемый объект осуществляется при помощи железного кобальтового магнита, который является более стойким к механическим воздействиям, к размагничиваниям и высоким температурам, чем керамические и неодимовые магниты. Расположение магнита внутри изолированного корпуса исключает его отрыв от поверхности датчика, что значительно облегчает процесс замера параметров вибрации.

Установка датчика при помощи магнитного крепления производится в следующей последовательности:

- а) датчик с магнитным креплением устанавливается на объект измерений;
- б) при помощи кабеля датчик присоединяется к звуковой карте персонального компьютера.

При установке необходимо следить за тем, чтобы датчик был прикреплен прочно (не качался) на объекте измерений. В противном случае результаты измерений могут быть недостоверными. Так как провод кабеля экранированный, допускается пересечение кабеля с другими кабелями и проводниками. Не рекомендуется снимать датчик, установленный на удерживающем магните, натяжением кабеля.

В нормальных климатических условиях датчик соответствует техническим характеристикам, представленным в таблице 6.

Таблица 6 — Технические характеристики датчика

№ п/п	Параметр	Значение параметра		Единица измерения
		не менее	не более	
1	Нижняя рабочая частота	—	5	Гц
2	Верхняя рабочая частота	10000	—	Гц
3	Относительная диэлектрическая проницаемость	—	44	о.е.



## Окончание таблицы 6

4	Ёмкость проводников	40	—	пФ
5	Верхний уровень измеряемого виброускорения	500	—	м/с <sup>2</sup>
6	Неравномерность осевого коэффициента преобразования в рабочем диапазоне частот	—	1	дБ
7	Габариты	—	24x26x33	мм
8	Масса	—	25	г

**4.3 Диагностическая программа на базе MATLAB**

Выбор Matlab в качестве среды программирования связан с тем, что этот пакет в настоящее время является несомненным лидером в классе аналогичных программных средств. С помощью Matlab проводится мониторинг и анализ вибрационных параметров, хранение результатов виброисследований [21].

Среда Matlab позволяет использовать наиболее распространённый в задачах диагностики электрооборудования метод — спектральный анализ сигнала измеренной вибрации. Такой анализ применяется с целью выявления составляющих в частотной области. Адекватной областью его использования являются исследования различного рода стационарных сигналов, состоящих из суммы составляющих с постоянным периодом. Указанный метод базируется на прямом преобразовании Фурье [4].

Специфика анализа сигнала на основе преобразования Фурье прослеживается при анализе сигналов с постоянным периодом (например, гармонического). Для этого вещественный сигнал:

$$x(t) = A_1 \cos(\omega t + \varphi_1) = a_1 \cos(\omega_1 t) + b_1 \sin(\omega_1 t), \quad (17)$$

с периодом  $T$  раскладывают в ряд Фурье по кратным частотам. Этот ряд может быть представлен в тригонометрической форме:

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos(n\omega_1 t + \omega_n) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} a_n \cos(n\omega_1 t) + b_n \sin(\omega_1 t), \quad (18)$$

$$\frac{a_0}{2} = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) dt, \quad a_n = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) \cos(n\omega_1 t) dt, \quad (19)$$

$$b_n = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) \sin(n\omega_1 t) dt, \quad (20)$$

где  $a_n, b_n$  — коэффициенты.

В комплексной форме:

$$x(t) = \frac{1}{2} + \sum_{n=-\infty}^{\infty} A_n^* e^{jn\omega_1 t}, \quad (21)$$

$$A_n^* = \frac{2}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x(t) e^{jn\omega_1 t} dt, \quad (22)$$

где  $A_n^*$  — комплексный коэффициент.

Для непериодического сигнала ряд Фурье заменяется интегралом Фурье:

$$x(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} S^*(\omega) e^{j\omega t} d\omega, \quad (23)$$

$$S^*(\omega) = \left| \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-j\omega t} dt \right|, \quad (24)$$

Выражение (23) называется прямым интегральным преобразованием Фурье, выражение (24) — обратным преобразованием. В этих преобразованиях вместо амплитуды используется понятие спектральной составляющей  $S^*(\omega)$  сигнала.

В настоящее время широко используются различные дискретные алгоритмы, реализующие Фурье-преобразование. Произведя дискретизацию  $x(t)$  и выполнив соответствующие замены ( $\omega = 2\pi n/N$ , где  $N$  — количество отсчётов

на исследуемом промежутке времени  $(0;T)$ ), выражения (23) и (24) можно записать в следующей форме:

$$S_n^*(\omega) = \frac{1}{N} \sum_{i=0}^{N-1} x_i e^{-j\frac{2\pi}{N}n_i}, \quad (25)$$

$$x_i = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N S_n^* e^{j\frac{2\pi}{N}n_i}, \quad (26)$$

Приведённая выше система уравнений требует выполнения  $N^2$  вычислительных операций. В силу того, что коэффициенты в выражении (26) являются сопряжёнными, появляется возможность разбиения исходной матрицы на матрицы с количеством элементов, не превышающем  $\log_2 N$ , каждая из которых содержит 2 ненулевых числа. Подобное преобразование носит название «быстрое преобразование Фурье». Подобный математический аппарат позволяет проводить более глубокие исследования вибрации оборудования, производить локализацию сигнала в частотной области, что позволяет представить сигнал в виде отдельных аддитивных составляющих. Данные составляющих имеют характерные особенности для каждого отдельного дефекта, что позволяет не только интегрально оценить техническое состояние оборудования, но и с определённой степенью достоверности идентифицировать вид дефекта.

#### 4.3.1 Структура и интерфейс диагностической программы

Диагностическая программа на базе MATLAB имеет простой интуитивный интерфейс, она не требует большого объёма внешней и оперативной памяти персонального компьютера и работает с операционными системами Windows. Чтобы запустить программу, необходимо на персональный компьютер установить программу MATLAB R2014a, либо библиотеки MATLAB. На начальном окне программы расположены 7 кнопок, каждая из которых отвечает за выполнение какого-либо процесса (рисунок 17).



Рисунок 17 — Общий вид диагностической программы

При нажатии на кнопку «Осциллографирование и спектральный анализ (длительность 1 с)» происходит запись сигнала измеренной вибрации в течение 1 секунды и оцифровывание его в среде MATLAB. Затем проводится спектральный анализ сигнала измеренной вибрации при помощи Фурье-преобразования и на экран выводятся два новых окна, на которых графически представлены осциллограмма и спектральный анализ измеренного сигнала (рисунок 18 и 19). Программа позволяет с высокой точностью анализировать осциллограммы и спектры сигнала, увеличивать и уменьшать масштаб графиков.

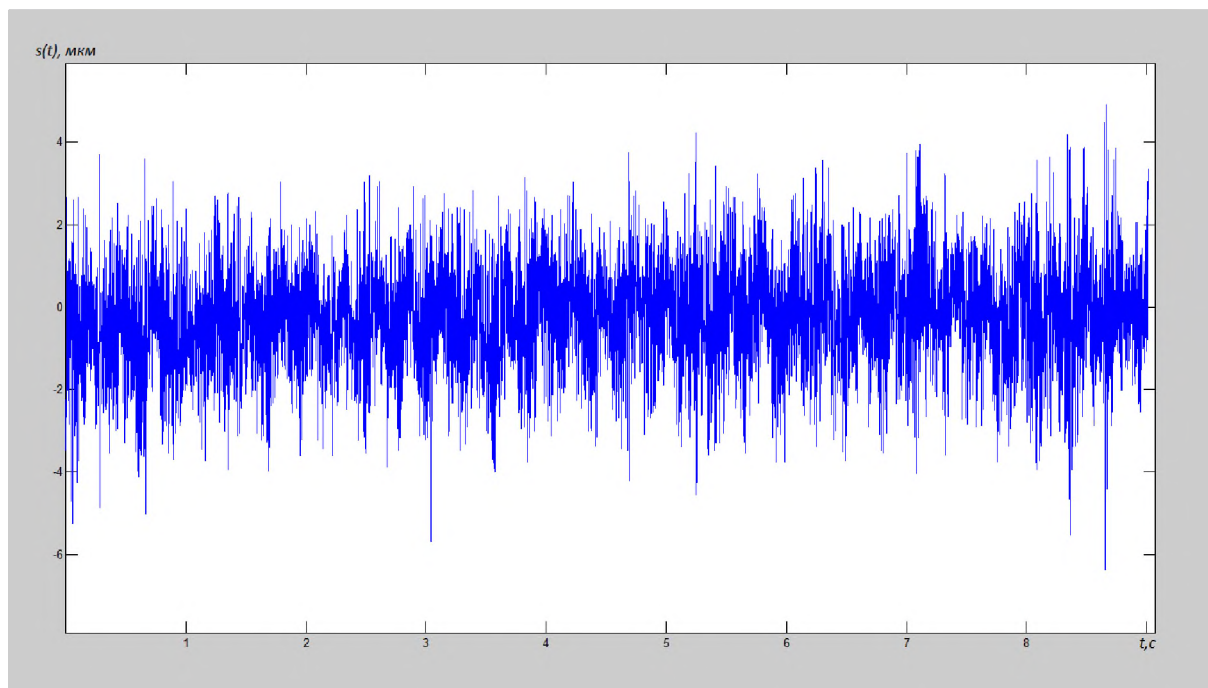


Рисунок 18 — Осциллограмма временного сигнала

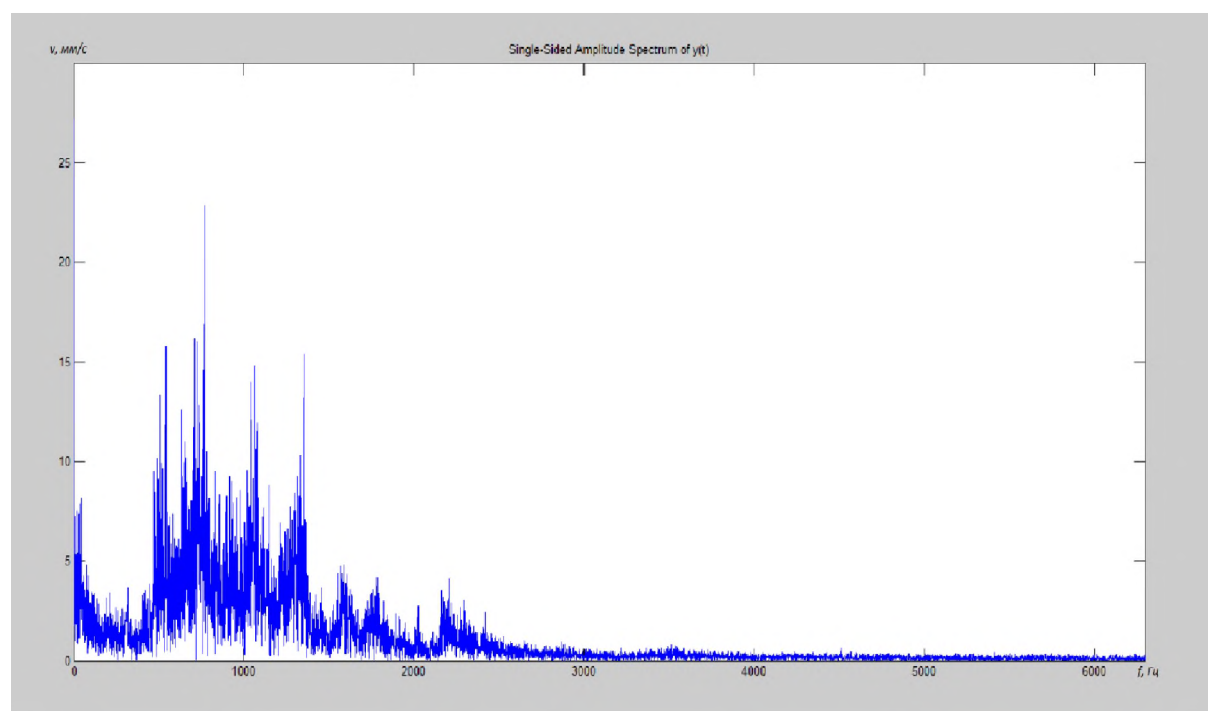


Рисунок 19 — Спектр вибрации

При нажатии кнопок «Осциллографирование и спектральный анализ (длительность 10 с)» и «Осциллографирование и спектральный анализ (дли-

тельность 60 с)» происходит запись сигнала измеренной вибрации в течение 10 и 60 секунд соответственно, а затем повторяется алгоритм, аналогичный при нажатии первой кнопки.

При нажатии кнопки «Вейвлет фильтрация вибросигнала» при помощи диагностической программы на базе MATLAB производится вейвлет-преобразование сигнала измеренной вибрации. В отличие от Фурье-преобразования вейвлет-преобразование позволяет проводить анализ сигналов сразу в двух измерениях: как по частоте, так и по времени (рисунок 20). Вейвлетные преобразования обладают всеми достоинствами преобразований Фурье, однако главным недостатком вейвлет-преобразований является сложность преобразований.

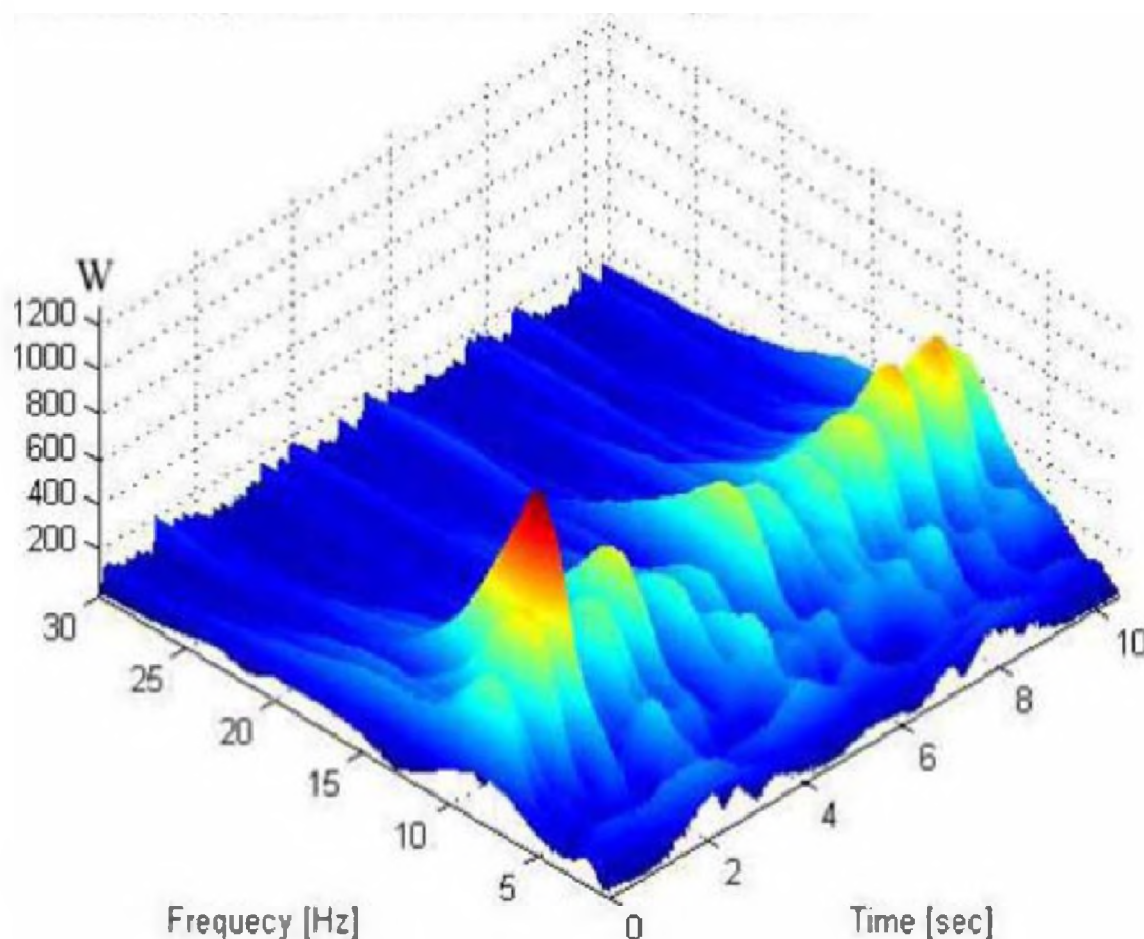


Рисунок 20 — Вейвлет-преобразование измеренного сигнала вибрации

Кнопка «Проверка датчика вибрации с сохранением идентификационного номера» позволяет сохранять результаты замеров показателей вибрации на вибрационном стенде. Она позволяет следить за техническими параметрами датчиков и их изменениями во времени, а также сравнивать результаты замеров параметров вибрации с эталонными значениями параметров.

Кнопка «Формирование опорной базы данных вибродефектов оборудования» позволяет сохранять осциллограммы сигналов, спектры вибраций, вейвлет-преобразования в базу данных для накопления опыта при анализе дефектов оборудования с целью создания в дальнейшем автоматизированной системы вибродиагностики машинного оборудования. База данных дефектов позволяет идентифицировать дефекты, сгруппированные по конструктивным признакам:

- а) дефекты, не связанные с конструктивными параметрами, такие как дисбаланс, несоосность, механические ослабления;
- б) дефекты подшипников качения;
- с) дефекты подшипников скольжения;
- д) дефекты муфт;
- е) дефекты зубчатых редукторов;
- ф) дефекты ременных передач;
- г) дефекты электродвигателей;
- h) дефекты насосов (компрессоров).

Кнопка «Корреляционный анализ дефектов с существующей базой данных» позволяет работать с базой данных дефектов машинного оборудования, например, при возникновении спорной ситуации и для принятия диагностом окончательного решения.

#### **4.4 Вибростенд для поверки и калибровки датчиков вибрации**

Калибровочные вибростенды предназначены для динамических испытаний, поверки, калибровки вибродатчиков, а также для проведения пуско-

наладочных работ стационарных систем контроля и мониторинга вибрации. Вибростенды могут имитировать вибрацию, различные её режимы в различных условиях.

Для калибровки датчиков вибрации ускорения был создан переносной автономный калибровочный вибростенд (рисунок 21). Он включает в себя массивную неподвижную площадку с прорезиненной нижней частью, на которой расположена пластина, отклоняющаяся на определённую величину размаха виброперемещения. Пластина отклоняется от нейтрального положения при вращении вала со смещённым центром тяжести. На вал со смещённым центром тяжести установлены подшипники качения, подобранные таким образом, чтобы в процессе калибровки вибродатчика показания оставались постоянными во времени (при неизменной величине размаха виброперемещения). Вал соединён гибкой резиновой муфтой с двигателем постоянного тока, расположенном на неподвижной станине, для того, чтобы на подшипники скольжения двигателя постоянного тока не действовали ударные нагрузки. На зажимы двигателя постоянного тока подаётся питающее напряжение от 1,5 до 27В, благодаря чему можно регулировать частоту вращения двигателя. Для снятия значения величины размаха виброперемещения используется фотофиксирующая или видеофиксирующая аппаратура и линейка, расположенная над подвижной пластиной. С помощью полученной фотографии можно оценить величину размаха виброперемещения. Датчик для измерения вибрации крепится к колеблющейся пластине при помощи удерживающего магнита.



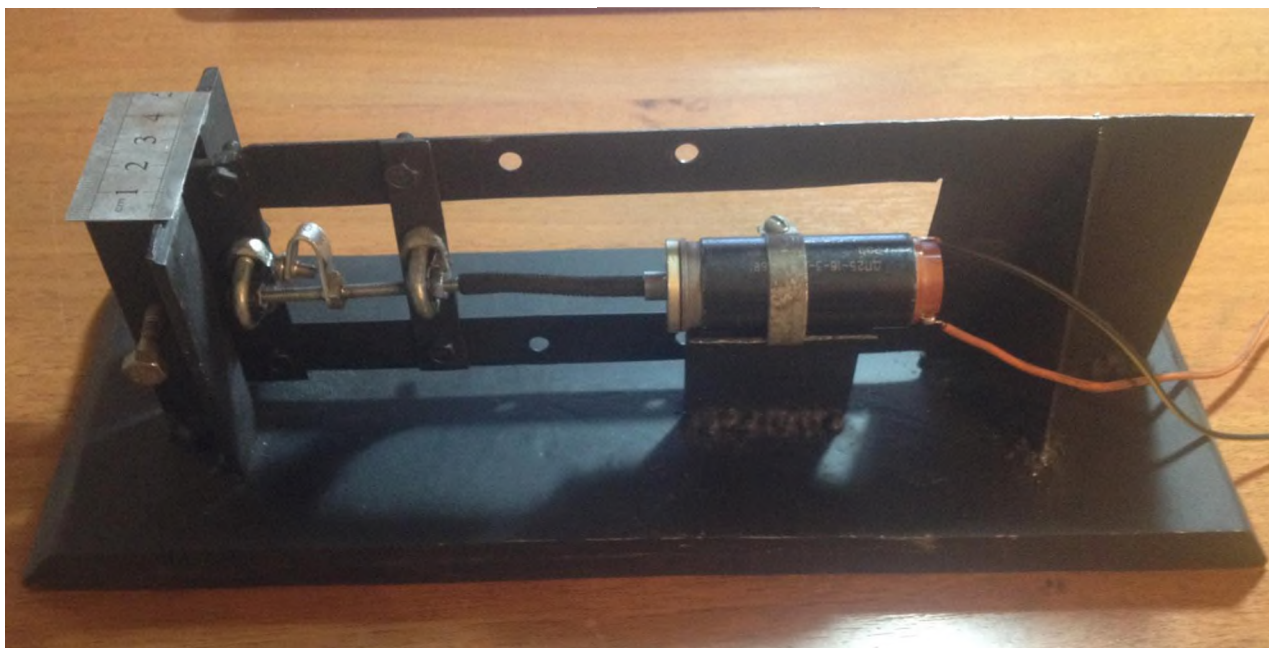


Рисунок 21 — Общий вид вибростенда

В нормальных климатических условиях вибростенд соответствует техническим характеристикам, представленным в таблице 7.

Таблица 7 — Технические характеристики вибростенда

№ п/п	Параметр	Значение параметра		Единица измерения
		не менее	не более	
1	Диапазон частот	3	150	Гц
2	Верхний уровень измеряемого виброперемещения	—	5	мм
3	Верхний уровень измеряемого виброускорения	—	200	м/с <sup>2</sup>
4	Питание	Автономное, от встроенных аккумуляторов. Возможность работы от сети		
5	Габариты	—	125x345x 115	мм

Окончание таблицы 7

6	Масса	—	15	кг
7	Температура эксплуатации	–12	+60	°С

#### 4.5 Результаты замеров

При прохождении производственной практики на Берёзовской ГРЭС-1 были проведены замеры параметров вибрации на промышленном электрооборудовании и промышленных вибростендах, которые показаны на рисунках 22 и 23.



Рисунок 22 — Переносной вибростенд ВСВ-131



Рисунок 23 — Поверочный вибростенд ТИП-I

Результаты измерения виброускорения виброанализатором КВАРЦ и созданным прибором, снятые на вибростенде с фиксированным размахом виброперемещения 100 мкм сведены в таблицу 8.

Таблица 8 — Результаты измерения на промышленном вибростенде

Частота вращения, Гц	Частота вращения, об/мин	Виброускорение, измеренное виброанализатором КВАРЦ, $\text{м/с}^2$	Виброускорение, измеренное созданным прибором, о.е.
7	450	0,1	1
10	600	0,19	3,5
15	900	0,41	16,5
20	1200	0,74	38
25	1500	1,13	75
33	2000	2,03	165
50	3000	5,1	420

Амплитудно-частотные характеристики виброанализатора КВАРЦ и созданного прибора представлены на рисунке 24.

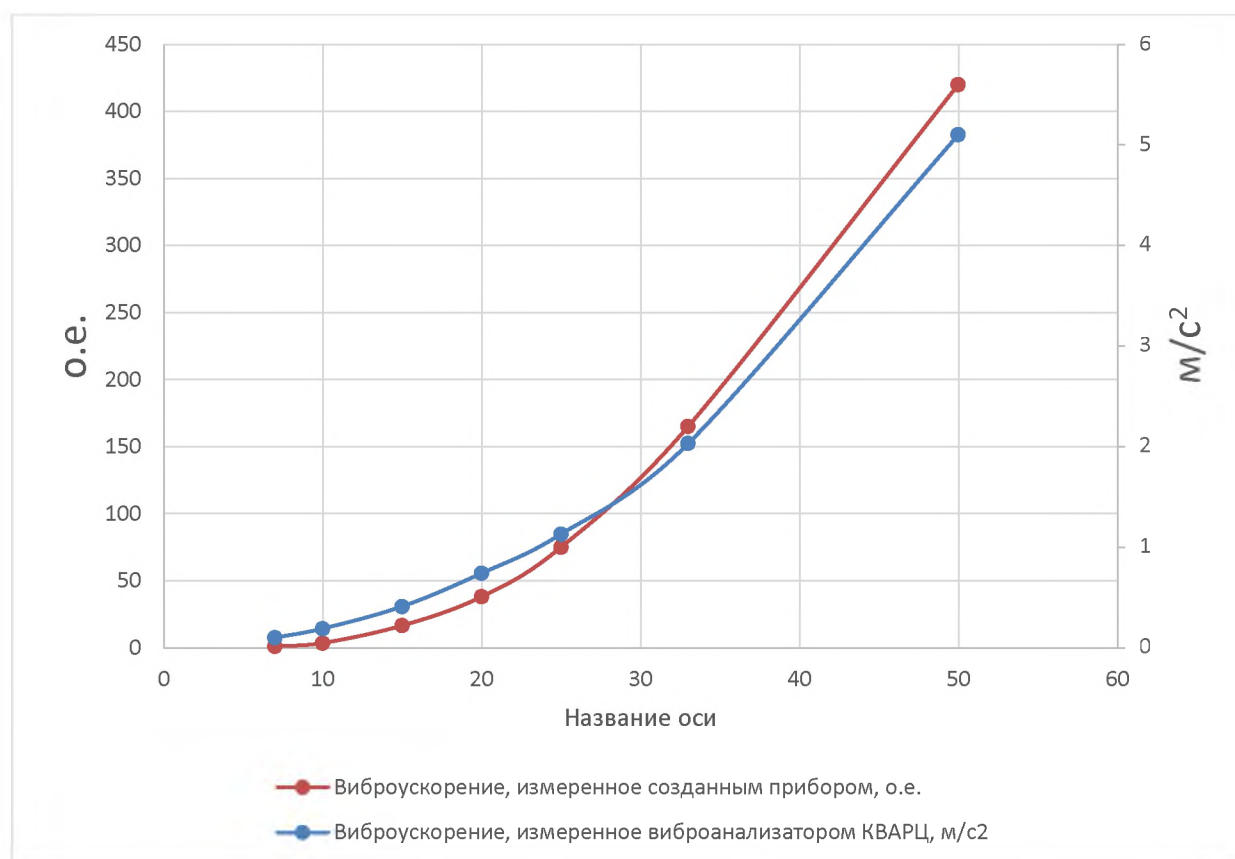


Рисунок 24 — Амплитудно-частотные характеристики виброанализатора КВАРЦ и созданного прибора

Из графика, изображённого на рисунке 20 видно, что амплитудно-частотные характеристики виброанализатора КВАРЦ и созданного прибора сходны (при приведении их к одному масштабу). Поэтому для калибровки созданного прибора необходимо рассчитать корректирующий коэффициент.

Результаты замеров параметров вибраций после калибровки прибора представлены графически на рисунках 25 и 26.

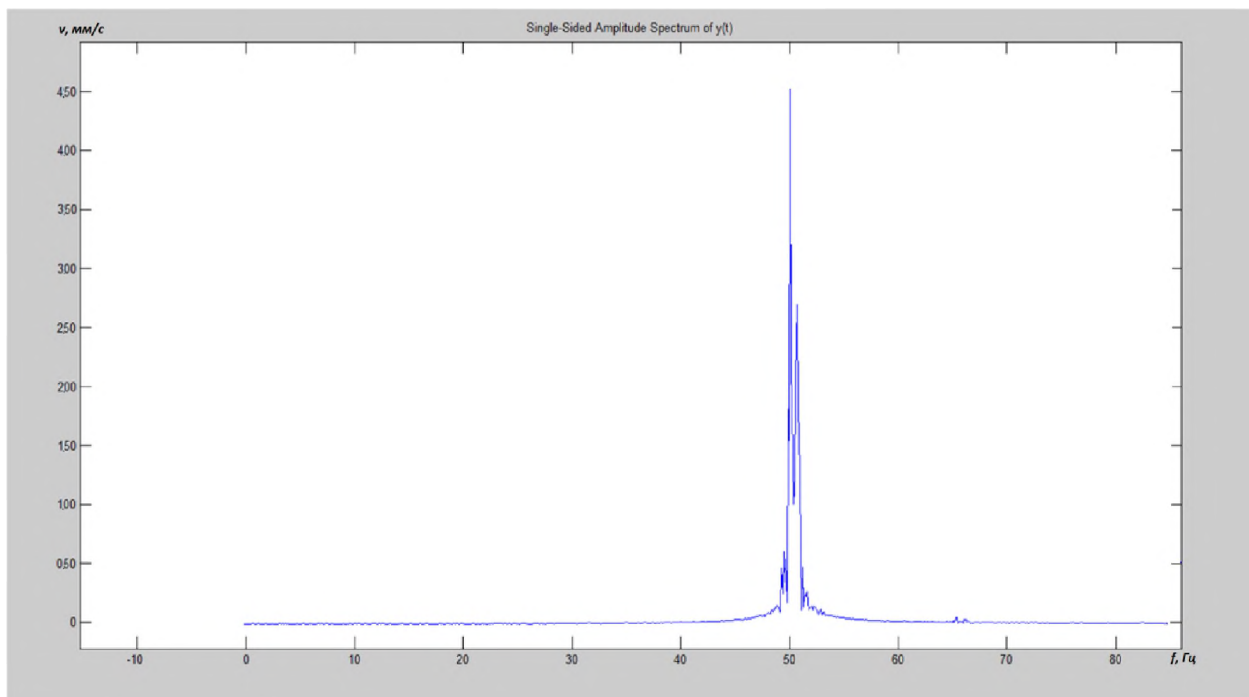


Рисунок 25 — Спектр вибрации, измеренный созданным прибором после калибровки

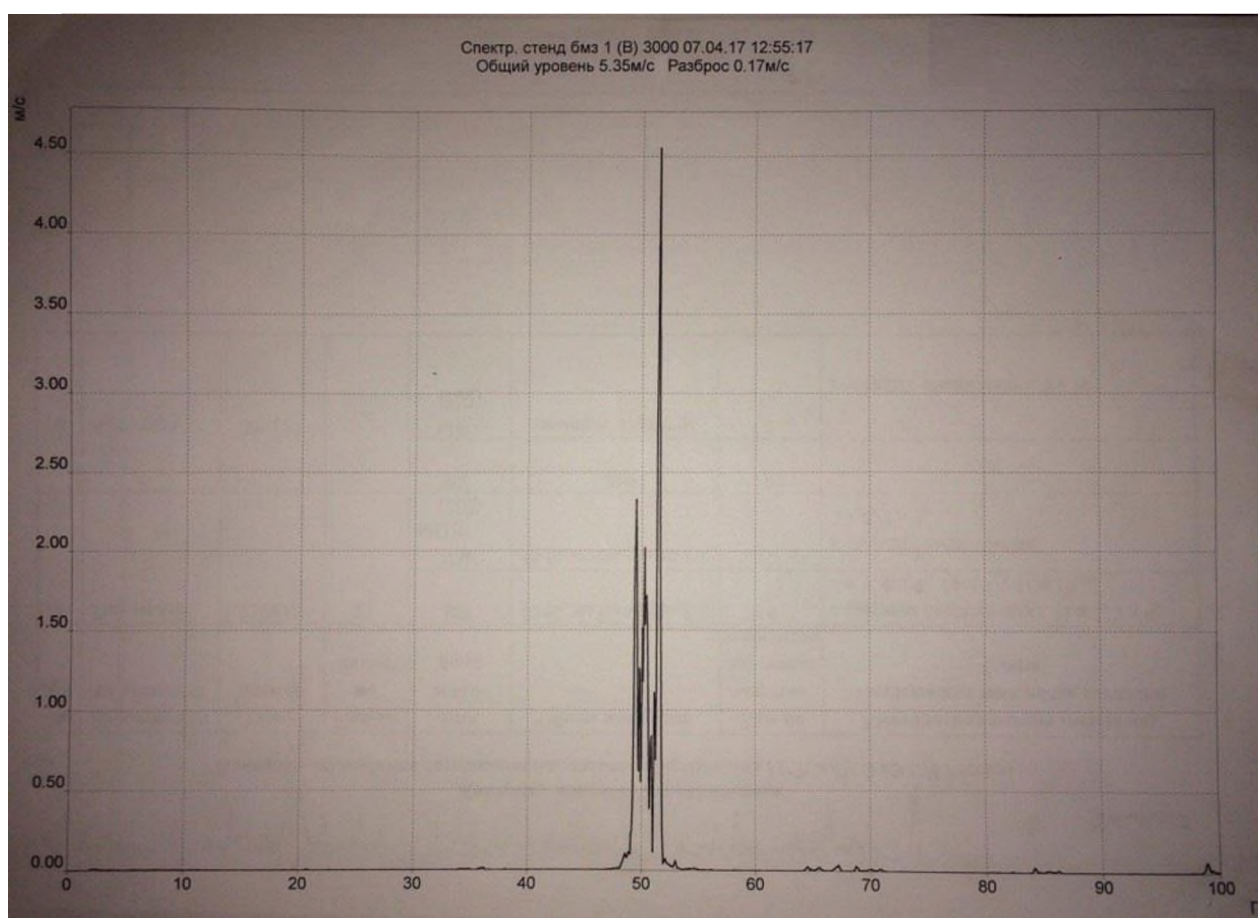


Рисунок 26 — Спектр вибрации, измеренный прибором КВАРЦ

## Заключение

Вибрационная диагностика в настоящее время получила широкое применение, поскольку вибрационные процессы достаточно полно отражают техническое состояние многих деталей и узлов. Поэтому актуальной темой является создание прибора анализа вибраций, по техническим характеристикам не отличающегося от промышленных приборов, и стоящего во много раз дешевле.

В результате выполнения данной работы был разработан, отлажен и откалиброван прибор для измерения и анализа параметров вибраций. Прибор включает в себя датчик для измерения параметров вибраций, принцип действия которого основан на использовании прямого пьезоэлектрического эффекта, и диагностическую программу на базе MATLAB, с помощью которой можно получить осциллограмму сигнала, спектр вибрации и вейвлет-преобразование сигнала. Для поверки и калибровки вибродатчиков создан переносной автономный калибровочный вибростенд.

Главным преимуществом прибора является его низкая стоимость по сравнению с аналогичными устройствами. Прибор дешевле существующих образцов, основанных на действии пьезоэлектрического эффекта, более чем в 50 раз. Ориентировочная себестоимость прибора составляет 1 тысячу рублей.



## Список использованных источников

1. Барков, А.В. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Анализ вибрации / А.В. Барков, Н.А. Баркова. – СПб.: Изд. центр СПбГМТУ, 2004. – 152 с.
2. Ширман, А.Р. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования / А.Р. Ширман, А.Б. Соловьёв. – М.: Наука, 1996. – 276 с.
3. Балицкий, Ф.Я. Неразрушающий контроль / Ф.Я. Балицкий, А.В. Барков, Н.А. Баркова. – М.: Машиностроение, 2005. – 829 с.
4. Гольдин, А.С. Вибрация роторных машин / А.С. Гольдин. – М.: Машиностроение, 1999. – 344 с.
5. Балицкий, Ф.Я. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов / Ф.Я. Балицкий, М.А. Иванова, А.Г. Соколова, Е.И. Хомяков. – М.: Наука, 1984. 432 с.
6. Баркова, Н.А. Введение в виброакустическую диагностику роторных машин и оборудования / Н.А. Баркова. – СПб.: Изд. центр СПбГМТУ, 2003. – 167 с.
7. Бауман, Н.Я. Технология производства паровых и газовых турбин / Н.Я. Бауман, М.И. Яковлев, И.Н. Сверчков. – М.: Машиностроение, 1973. – 460 с.
8. Хоменок, Л.А. Повышение эффективности эксплуатации паротурбинных установок ТЭС и АЭС / Л.А. Хоменок, А.Н. Ремезов, И.А. Ковалёв, В.С. Шаргородский, С.Ш. Розенберг. – СПб.: Изд. ПЭИпк, 2001. – 340 с.
9. Петрухин, В.В. Основы вибродиагностики и средства измерения вибрации / В.В. Петрухин, С.В. Петрухин. – М.: Инфра-Инженерия, 2010. – 168 с.
10. Борисов, А.А. Вибрационная диагностика машин и оборудования. Расчёт основных частей вибрации узлов машин, параметров измерительной

аппаратуры и практическая экспертиза / А.А. Борисов, Н.А. Баркова. – СПб.: СПбГМТУ, 2009. – 111 с.

11. ГОСТ ИСО 10816-1-97. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 1. Общие требования. Введён 01.07.1999. – М.: Межгосударственный стандарт

12. ГОСТ Р 55265.2-2012. Вибрация. Контроль состояния машин по результатам измерений вибрации на невращающихся частях. Часть 2. Стационарные паровые турбины и генераторы мощностью более 50 МВт с рабочими частотами вращения 1500, 1800, 3000 и 3600 мин<sup>-1</sup>. Введён 01.12.2013. – М.: Национальный стандарт Российской Федерации

13. ГОСТ 20815-88. Вибрация машин с высотой оси вращения свыше 355 мм. Методы измерения и допустимые значения. Введён 01.07.1991. – М.: Межгосударственный стандарт

14. РД 34.45-51.300-97. Объём и нормы испытаний электрооборудования. Введён 01.03.2001. – М.: Издательство НЦ ЭНАС

15. ГОСТ Р 55260.2.2-2013. Гидроэлектростанции. Часть 2-2. Гидрогенераторы. Методики оценки технического состояния. Введён 01.07.2015. – М.: Национальный стандарт Российской Федерации

16. ГОСТ 20815-93. Машины электрические вращающиеся. Механическая вибрация некоторых видов машин с высотой оси вращения 56 мм и более. Измерение, оценка и допустимые значения. Введён 01.01.1997. М.: Межгосударственный стандарт

17. ГОСТ 20832-75. Система стандартов по вибрации. Машины электрические вращающиеся массой до 0,5 кг. Допустимая вибрация. Введён 30.06.1976. – М.: Межгосударственный стандарт

18. ГОСТ 25364-97. Агрегаты паротурбинные стационарные. Нормы вибрации опор валопроводов и общие требования к проведению измерений. Введён 01.07.1999. – М.: Межгосударственный стандарт

					<i>ВКР — 13.03.02.05 — ПЗ</i>	Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		69



19. ГОСТ 27165-97. Агрегаты паротурбинные стационарные. Нормы вибрации валопроводов и общие требования к проведению измерений. Введён 01.07.1999. – М.: Межгосударственный стандарт

20. Григорьев, Н.В. Вибрация энергетических машин. Справочное пособие / Н.В. Григорьев. – Л.: Машиностроение, 1974. – 464 с.

21. Черных, И.В. Моделирование электротехнических устройств в MATLAB, SimPowerSystems и Simulink / И.В. Черных. – М.: ДМК Пресс, 2008. – 288 с.

22. Ассоциация ВАСТ [Электронный ресурс], 2009-2017 // Режим доступа: <http://www.vibrotek.ru>

23. ДИАМЕХ: Вибродиагностика и Балансировка [Электронный ресурс], 2007-2017 // Режим доступа: <http://www.diamech.ru>

24. Пьезоэлектрический датчик: описание, ускорение, принцип работы и особенности [Электронный ресурс], 2008-2017 // Режим доступа: <http://fb.ru/article/254403/pezelektricheskiy-datchik-opisanie-uskorenie-printsip-raboty-i-osobennosti#image4>

25. ГОСТ 19201-78 ЕСПД. Техническое задание. Требования к содержанию и оформлению. Введён 01.01.1980. — М: Межгосударственный стандарт

26. СТО 4.2–07– 2014 Система менеджмента качества. Общие требования к построению, изложению и оформлению документов учебной деятельности. Введен 2014. — М: Стандарт организации СФУ